

2302368

10,00 (dez)
C. Garcia

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

Mecanismos de comando de válvulas
de motores de combustão interna

TF-87
S83m

Autor: Richard Streck Neto
Orientador: Prof. Oswaldo Garcia

1987

Agradeço ao prof. Oswaldo Garcia pela orientação, ao prof. Omar Moore de Madureira pelo material bibliográfico e a MWM - Motores Diesel Ltda. pela utilização dos dados referentes a seus motores.

Dedico este trabalho a meus pais, Klaus e Maria Alcéa e a meu irmão Christian pelo apoio e compreensão durante minha vida escolar e universitária.

S U M Á R I O

Este trabalho apresenta métodos de projeto de mecanismos de comando de válvulas para motores de combustão interna, com ênfase nos fenômenos mecânicos envolvidos no funcionamento destes, e consequentemente no funcionamento global do motor.

De um modo geral serão estudadas a cinemática e a dinâmica destes mecanismos assumindo-se a hipótese de rigidez total dos componentes mecânicos; os efeitos da elasticidade dos materiais de construção destes componentes sobre o funcionamento dos mecanismos e as formas de incorporação dos fenômenos elástico-dinâmicos quando do projeto dos mesmos.

Uma aplicação destes conceitos será desenvolvida tendo como base um motor ciclo Diesel, quatro tempos, cuja aplicação é em caminhões de pequeno e médio porte atualmente produzido em escala comercial.

ÍNDICE

Capítulo	página
1. Introdução	1
2. Introdução aos mecanismos de comando de válvulas	2
3. Características, requisitos e tecnologia	17
3.1 - O projeto das válvulas	17
3.2 - O projeto das molas	26
3.3 - Componentes acessórios para mecanismos de comando de válvulas	28
4. Projeto básico do mecanismo de comando de válvulas ..	32
4.1 - Classificação e terminologia dos mecanismos de camos	33
4.2 - Estudo cinemático do movimento do seguidor	38
4.3 - Estabelecimento das dimensões primitivas do camo	61
4.4 - Construção do perfil do camo	71
4.5 - Determinação de esforços sobre o mecanismo <u>rí</u> gido	74
5. Considerações sobre a elasticidade do mecanismo	82
5.1 - Introdução	82
5.2 - O método "Polydyne" de Projeto	84
5.3 - Considerações sobre vibrações	94
6. Aplicação ao estudo de um mecanismo de comando de válvulas de um motor Diesel	100
6.1 - Principais equações	102
6.2 - Tabelas	117
6.3 - Gráficos	124
6.4 - Conclusões	141
Bibliografia	143

1. Introdução

O poder de análise do homem fica muitas vezes insuficiente para englobar conhecimentos, devido ao volume ou complexidade dos mesmos. No campo da técnica, a combinação destes dois fatores exige a divisão dos problemas em partes menores, porque apesar de cada indivíduo não ter condições de resolver o problema completo, a combinação das soluções das partes do problema por estes mesmos indivíduos geralmente resulta numa solução satisfatória.

Os motores de combustão interna, apesar de constituírem um pequeno capítulo da Engenharia Mecânica possuem uma quantidade de informações formidável, obtidas durante um século de desenvolvimentos. O parágrafo anterior pode ser exemplificado com base nos setores de pesquisas de desenvolvimento destes motores: combustão e combustíveis, sistemas de ignição e injeção, sistemas de admissão e escapamento, sistemas de comando de válvulas, sistemas de conversão de energia térmica em mecânica, lubrificação e arrefecimento, etc.

Este trabalho preocupa-se apenas com os sistemas de comando de válvulas que por si só já constituem um setor bastante vasto.

A importância deste setor de pesquisa pode ser compreendida observando-se os modernos motores japoneses para motocicletas, onde a aplicação de turbo-compressores foi abandonada devido às menores relações benefício/custo quando comparadas aos formidáveis mecanismos de comando de válvulas destes motores.

2. Introdução aos mecanismos de comando de válvulas

Uma classificação que pode ser feita com os motores de combustão interna é quanto ao número de rotações do mesmo para completar um ciclo. Nos motores de dois tempos é necessário apenas uma rotação completa para todo o ciclo enquanto que nos motores de quatro tempos são necessárias duas rotações.

Devido a esta diferença, as formas do controle do fluxo de gases através do motor diferem radicalmente.

Nos motores de dois tempos, normalmente o controle é efetuado pelo pistão que em seu curso de movimento descobre orifícios na parede do cilindro por onde podem entrar ou sair os gases de acordo com a pressão no cilindro. Estes orifícios são denominados janelas.

Nos motores de quatro tempos, o controle mencionado é feito através das válvulas. A função das válvulas é então controlar a entrada de ar ou mistura ar/combustível para a câmara de combustão, e, a saída destes gases queimados da câmara.

O mecanismo de comando de válvulas tem como função posicionar as válvulas em cada instante, de forma sincronizada com a posição da árvore de manivelas, maximizando os dois fluxos mencionados.

A tarefa deste mecanismo é um tanto árdua pois nos motores modernos com velocidades acima de 6000 rpm, o período do ciclo de movimento da válvula fica sendo menor que 0,02 segundos, acarretando acelerações e esforços enormes. Além disto, a válvula deve ter grande resistência térmica devido às altas temperaturas da câmara, sendo que a válvula de escape atinge temperaturas superiores a 700°C. São exigidos também resistência ao desgaste, à fadiga e operação silenciosa.

Devido aos requisitos funcionais e operacionais descritos, surgiram grandes variedades de concepções construtivas para o mecanismo.

As opções mais comuns encontradas nas diversas concepções construtivas são:

- 1 - colocação do eixo comando de válvulas no bloco ou no cabeçote.
- 2 - utilização de um, dois ou quatro eixos comando (motores em "vê").
- 3 - tipo de transmissão entre eixo-comando e árvore de manivelas (engrenagens, correntes ou correias dentadas).
- 4 - formas construtivas do seguidor do camo (alavancas articuladas, seguidores roletados, tuchos de sapatas deslizantes, etc.)
- 5 - disposição das válvulas segundo diversas possibilidades (válvulas no bloco ou no cabeçote, diferentes formas de câmara de combustão, diferentes números de válvulas por cilindro, etc.)

Nas figuras a seguir, apresentaremos diversos mecanismos utilizados em motores de combustão interna, citando as peculiaridades construtivas de cada um deles.

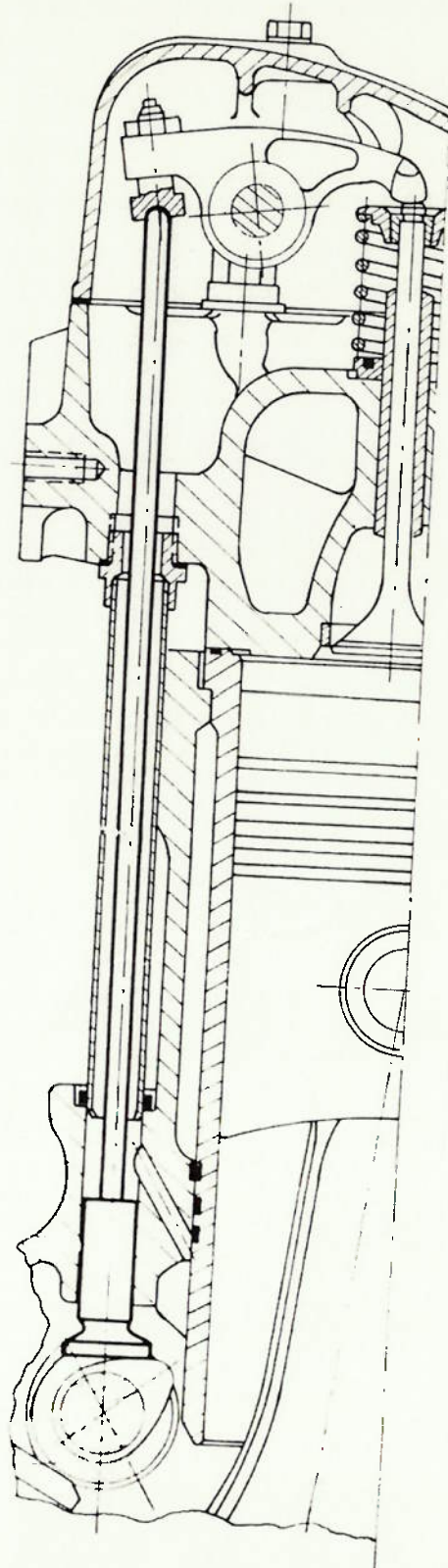


figura 2.1 - motor MWM TBD 232. O mecanismo representado é o convencional e que faz parte da maioria dos motores Diesel em produção. O camo imprime movimento alternativo ao tucho e à haste de

acionamento do balancim. O balancim funciona como uma alavanca interfixa, articulada em seu suporte, acionando o avanço da válvula cujo retorno é comandado pela mola. Notar que a haste possui um pequeno movimento lateral e por isso deve possuir articulações esféricas em suas extremidades.

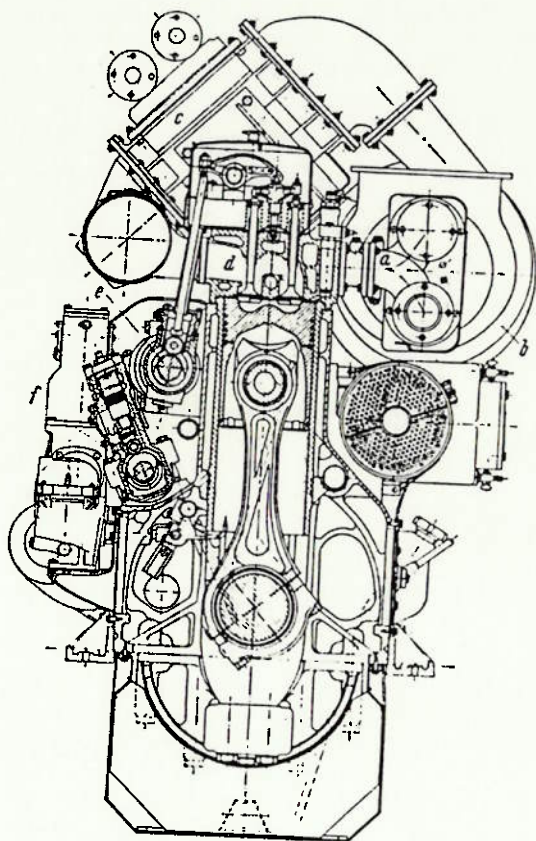


figura 2.2 - motor WUM D 440. Nesta concepção foram utilizadas quatro válvulas por cilindro (2 de admissão e 2 de escape). O acionamento de duas válvulas simultaneamente é feito pelo balancim através da "ponte" que se apoia sobre as válvulas e é guiado por um pino. Notar também o tucho roletado.

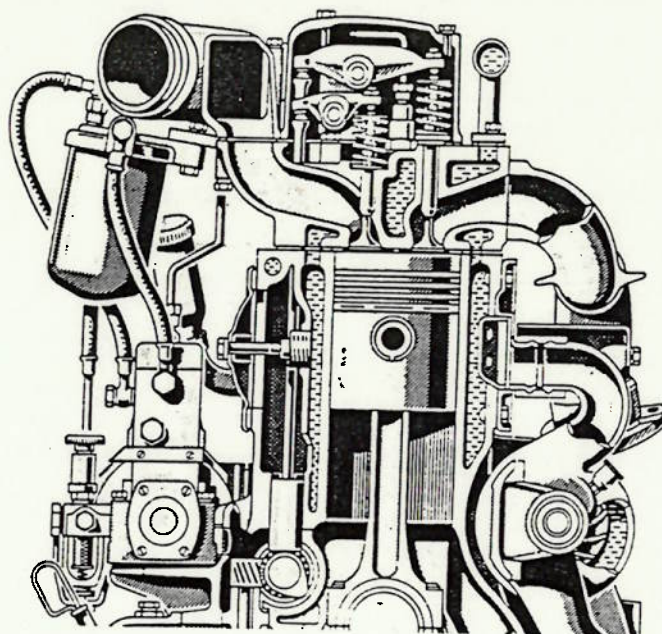
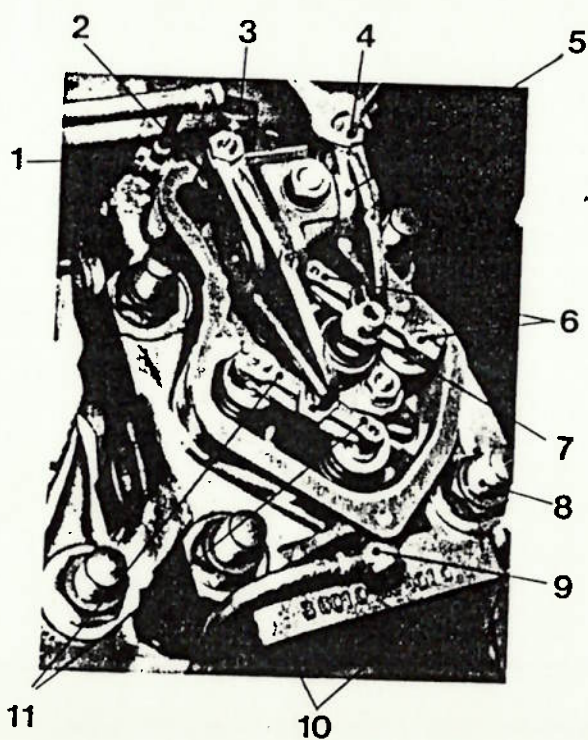


figura 2.3 - motor Mercedes-Benz OM 346. A concepção é a mesma da figura anterior, a não ser pela disposição das válvulas. No motor Mercedes as válvulas "gêmeas" localizam-se paralelamente ao virabrequim, enquanto que no MWM, localizam-se perpendicularmente.



- 1 Conexão para a tubulação de pressão de óleo lubrificante
- 2 Duto de escape
- 3 Tubo de escoamento da água de arrefecimento
- 4 Parafuso de ajuste do balancim
- 5 Suporte do balancim
- 6 Ponte de válvulas (escape)
- 7 Porta-bico injetor central
- 8 4 parafusos de fixação
- 9 Conexão de retorno do óleo, no motor 602 (fechada nos motores tipo 601)
- 10 2 canais separados de admissão
- 11 Ponte de válvulas (admissão)

figura 2.4 - motor MWM TBD 602. A figura mostra o cabeçote do motor, onde pode-se perceber o sistema de acionamento das válvulas através de "pontes".

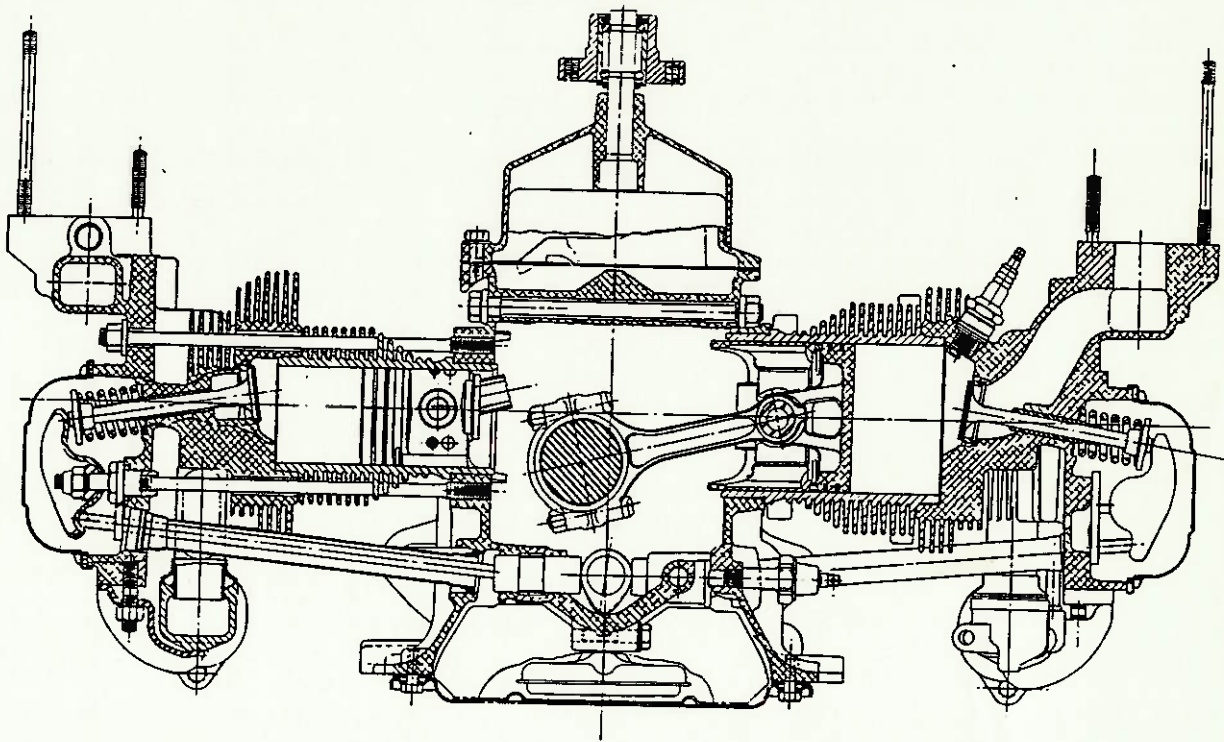


figura 2.5 - motor Chevrolet Corvair. Motor de cilindros horizontais opostos. A solução utilizada foi um eixo-comando central acionando tuchos diametralmente opostos. Notar que nesta concepção, no motor de 4 cilindros, o mesmo camo aciona o tucho de 2 cilindros opostos havendo assim uma redução pela metade no número de camos.

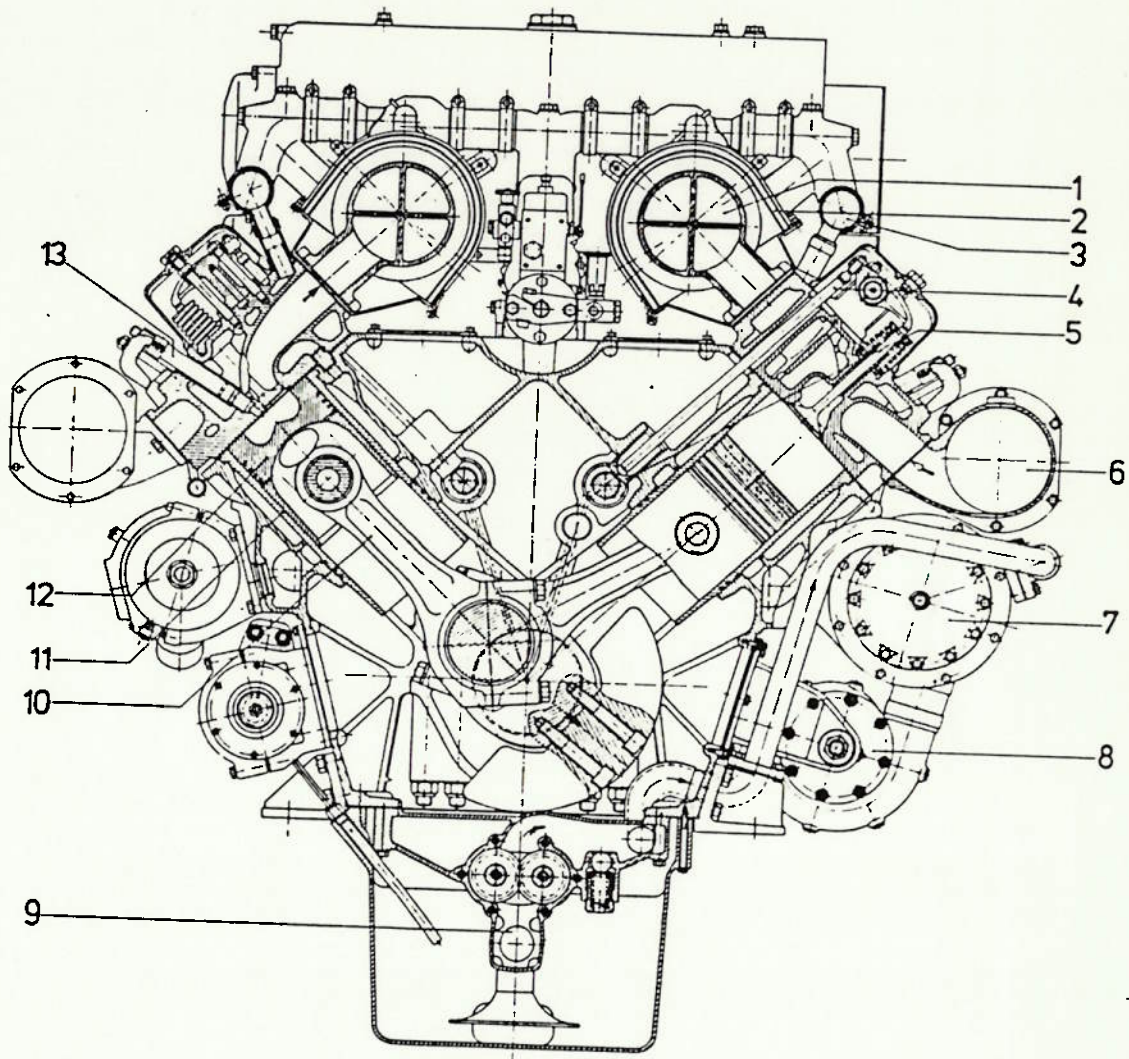


figura 2.6 - motor MWM 602 V 16. Podemos notar a presença de dois eixos-comando, um para cada fileira de cilindros. O acionamento dos eixos-comando é feito por engrenagens.

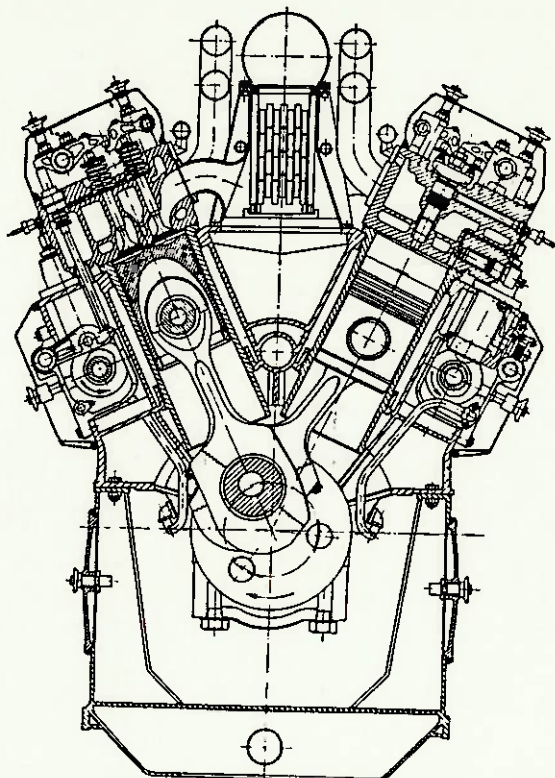


figura 2.7 - motor Sulzer Diesel para locomotivas. Outro motor em "vê" com quatro válvulas por cilindro. O sistema de acionamento das válvulas tem uma concepção bastante diferente. O seguidor do camo é uma alavanca interpotente e que aciona o balancim da esquerda. O outro balancim funciona como uma alavanca interresistente sendo acionada pelo primeiro balancim. A massa de peças acionadas é muito grande, provocando uma baixa frequência natural de oscilação.

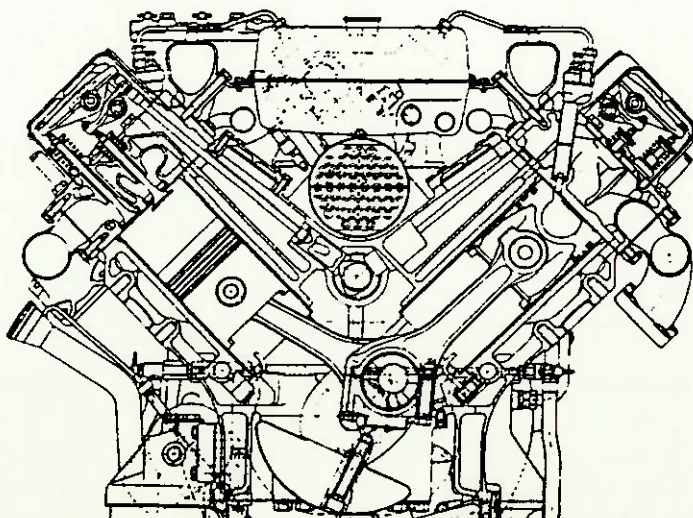


figura 2.8 - motor MAN YB - 2659, potência de 275 CV DIN e cilindrada total de 15 litros. Esta é uma outra concepção para motores em "vê", com quatro válvulas por cilindro e apenas um eixo comando.

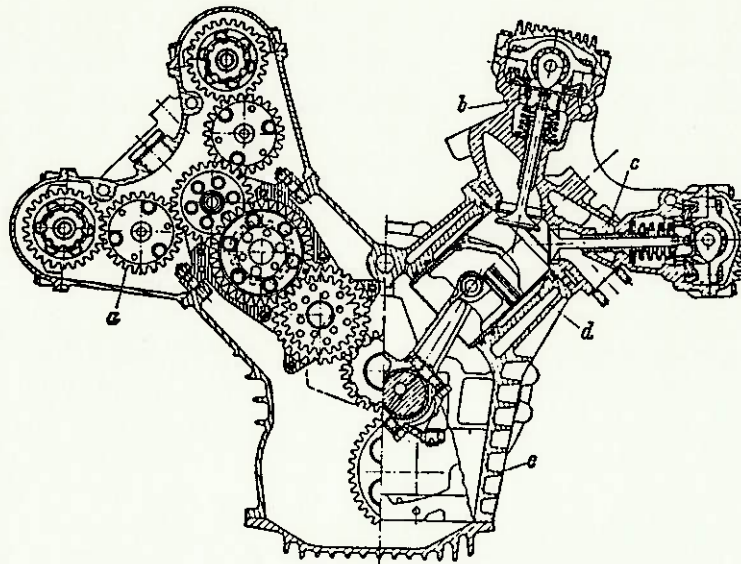


figura 2.9 - motor BRM 1962 para carro de corridas. Motor com características bastante interessantes a começar pelo acionamento dos quatro eixos comando OHC (over head camshaft) através de fileira de pinhões. A posição das válvulas é devido à forma em cunha da câmara de combustão e os eixos comando são roletados em seus mancais. Notar também a guia da válvula de escape refrigerada a água. O uso de eixos-comando no cabeçote é necessário devido a grande velocidade do motor (10500 rpm).

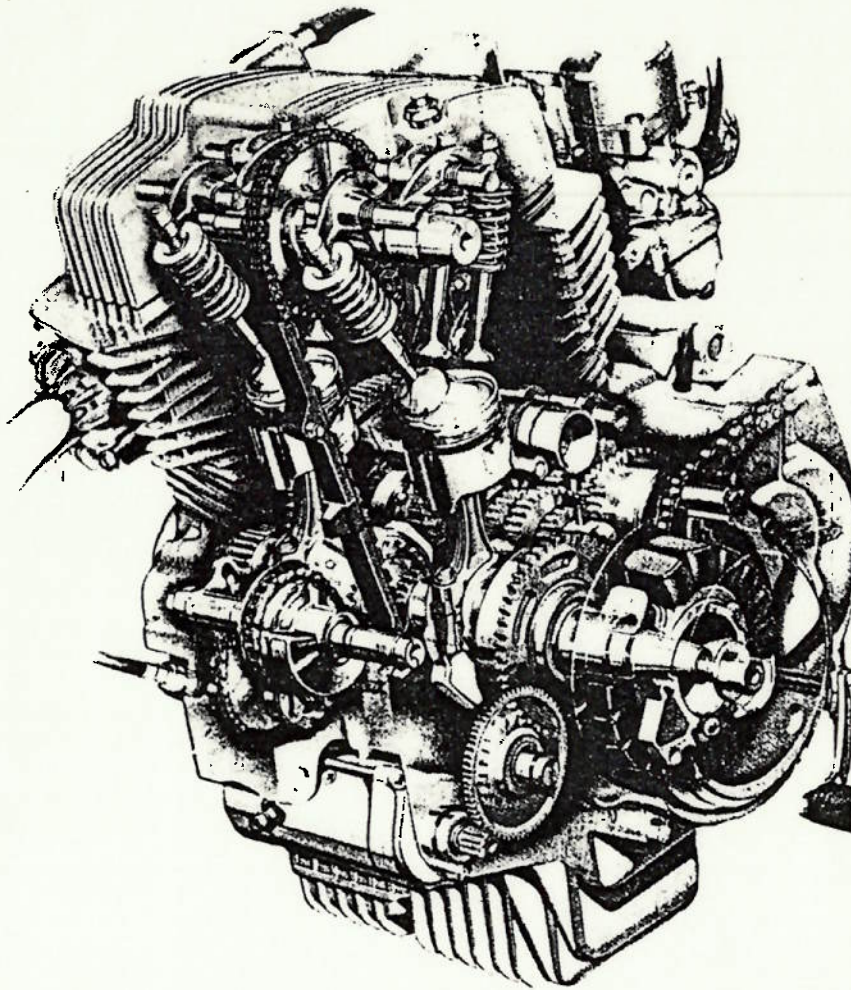


figura 2.10 - motor Honda CB 400 para motocicletas. Pode-se observar o acionamento do eixo-comando por corrente e a presença de duas válvulas de admissão e uma de escape.

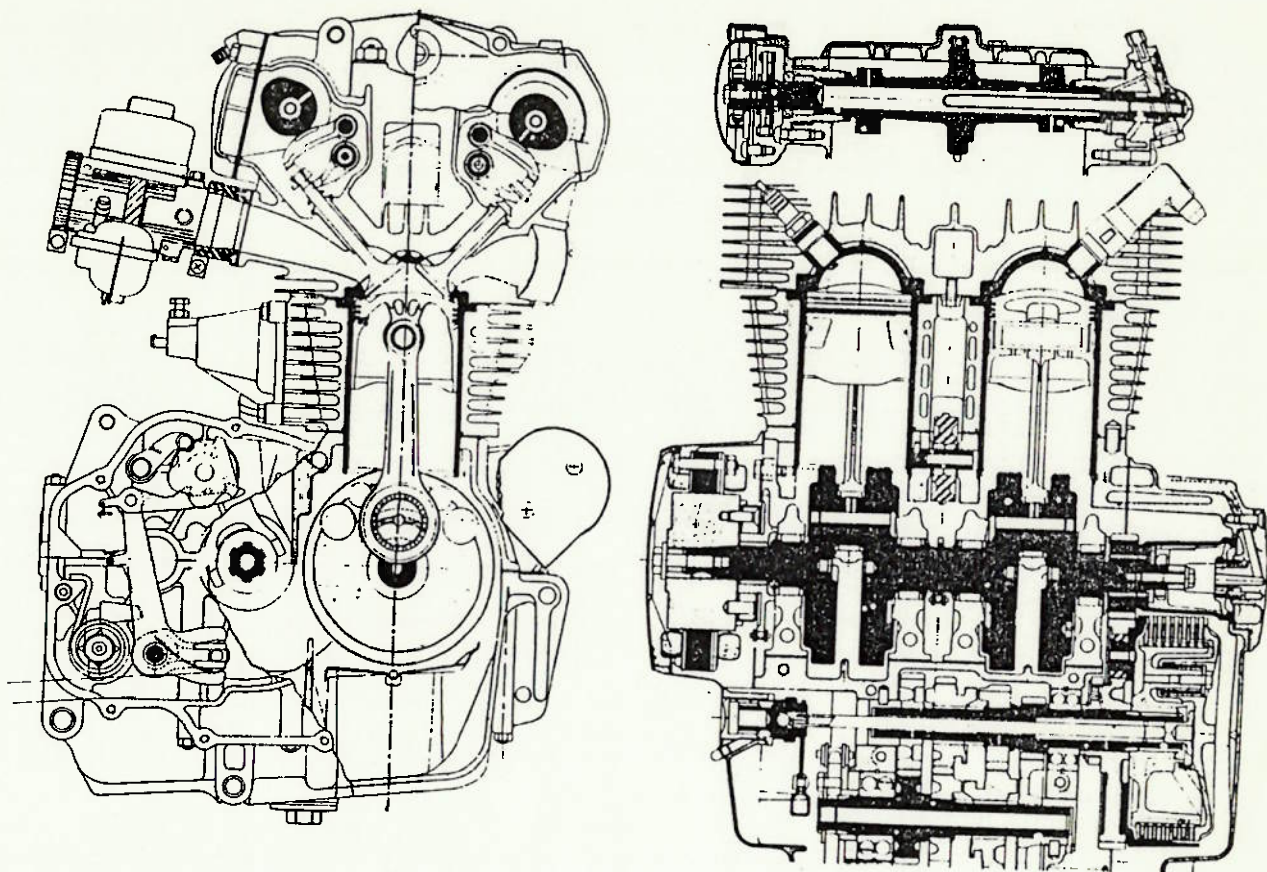


figura 2.11 - motor Honda 450 para motocicletas. Este motor é uma evolução do anterior, principalmente em relação ao mecanismo de comando. Pode-se notar os dois eixos-comando atuando em balançins articulados funcionando como alavancas interpotentes e molas de torção para o retorno das válvulas. Observar também as sedes de válvulas fundidas no próximo cabeçote.

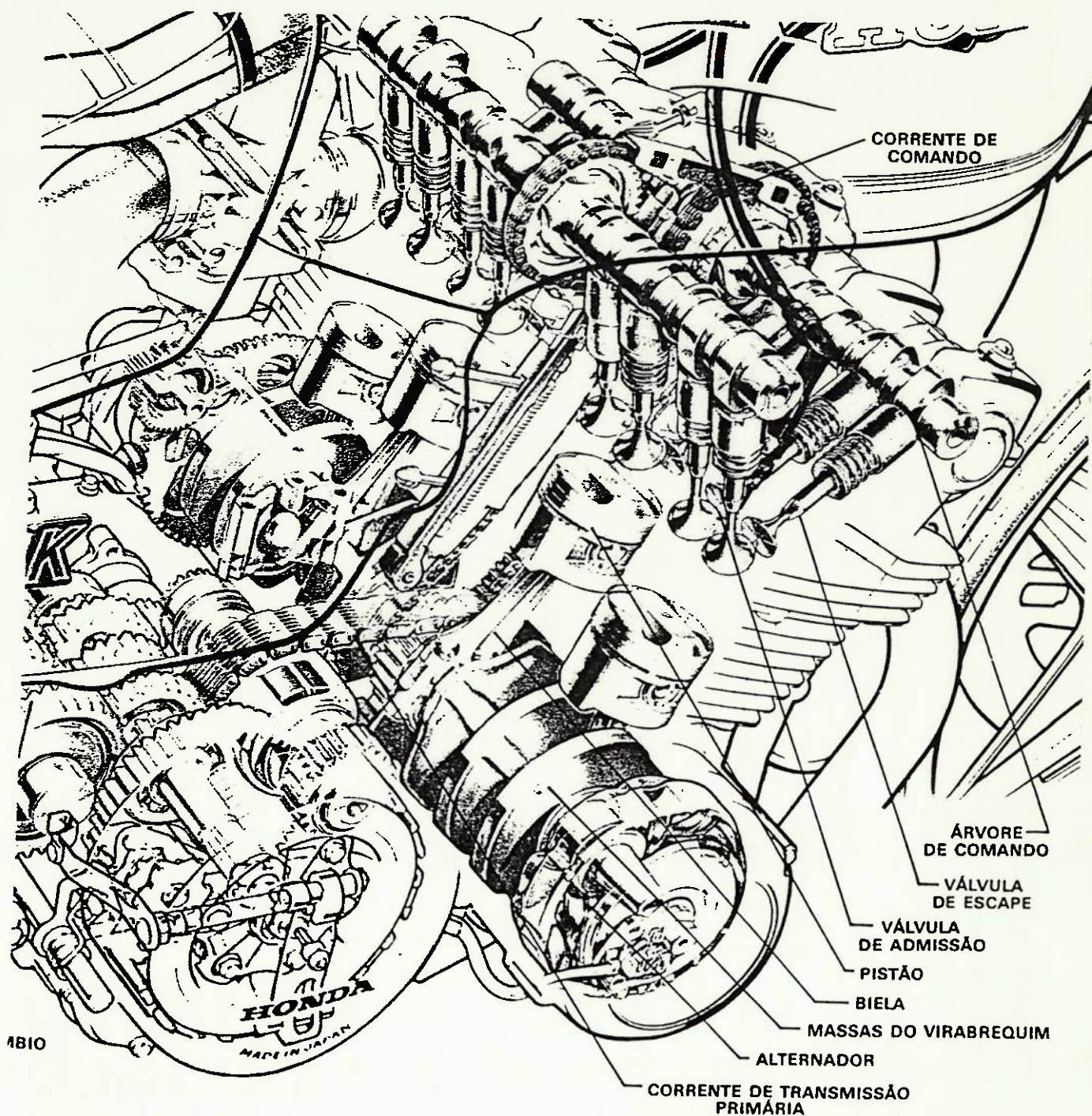


figura 2.12 - motor Honda 750 K. Este motor tem o mecanismo de comando seguindo a mesma linha do anterior, porém com quatro válvulas por cilindro. Observar que não existem balancins (alavancas) sendo o próprio tucho o acionador da válvula. Observar também que cada válvula possui seu próprio came.

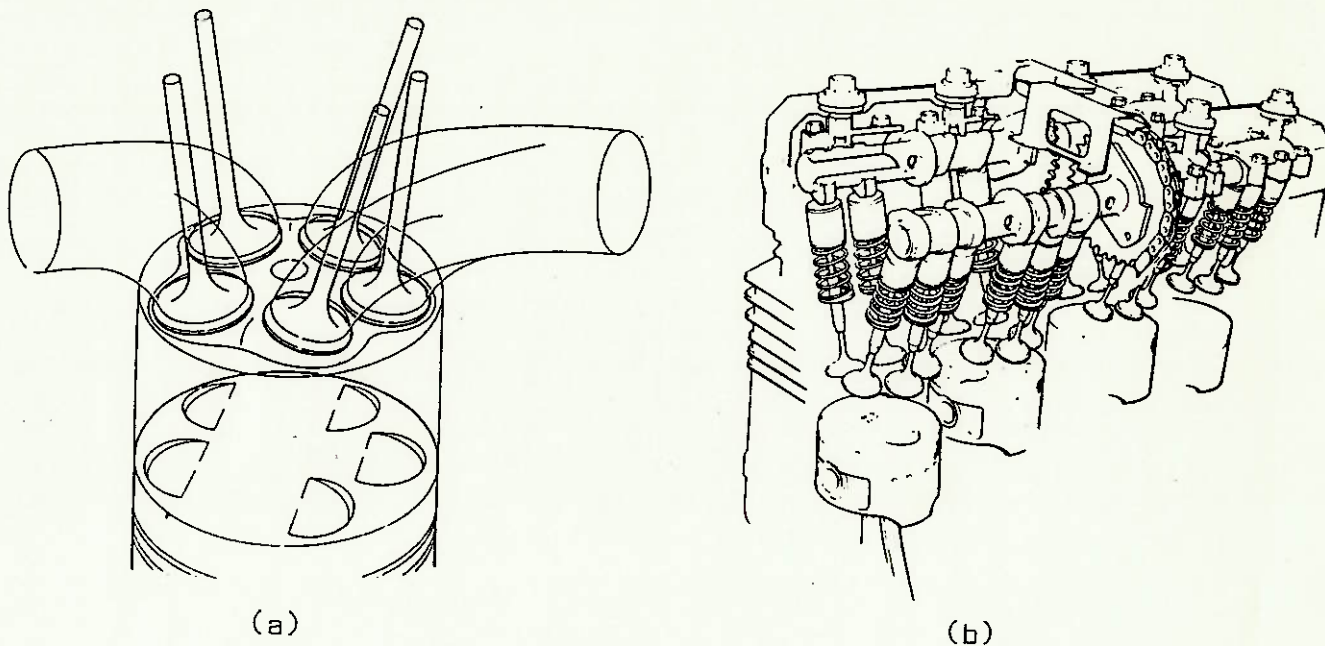


figura 2.13 - motor Yamaha FZ 1000 R. O projeto deste motor iniciou-se com sete válvulas por cilindro e foi reduzido para cinco (três de admissão e duas de escape). Na figura (a) pode ser observada a disposição das válvulas segundo a câmara de combustão hemisférica. Na figura (b) podemos ver a solução em termos de mecanismo de comando utilizada. Segundo o construtor as regulações são necessárias apenas a cada 40.000 quilômetros.

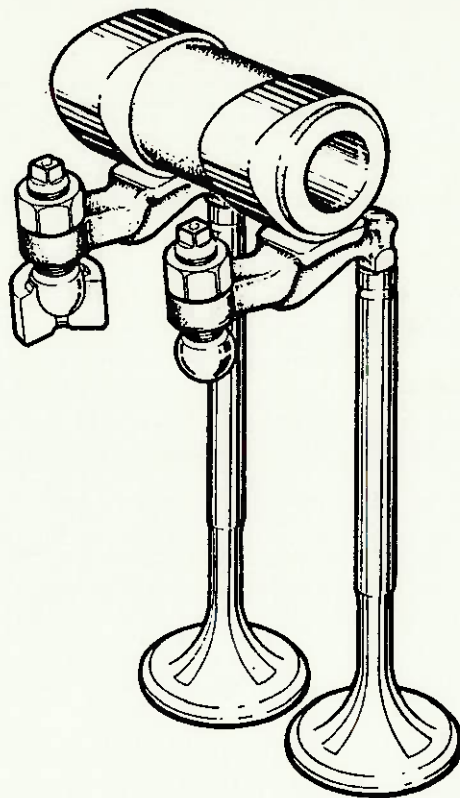


figura 2.14 - mecanismo de comando de válvulas do motor Honda VFR 750. A potência máxima deste motor é 105 CV e a rotação máxima 10500 rpm. O acionamento dos eixos-comando é feito por fileiras de pinhões, não precisando de manutenção e com regulagens mais precisas. Notar o balancim articulado num "pivô" de ponta esférica.

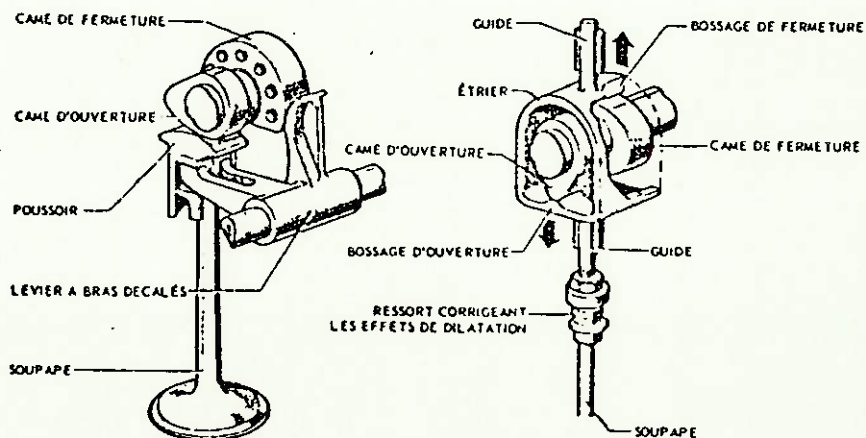


figura 2.15 - A figura mostra dois comandos chamados "desmodrômicos". Neste tipo de comando existem dois camos, um comandando o avanço da válvula e o outro comandando o retorno. Com isto, não existe nenhum tipo de mola no mecanismo e devido à enorme rigidez, permitem ótimas condições dinâmicas em altas velocidades. O mecanismo da esquerda era usado nos carros de competição da Daimler - Benz e o a direita, da Delage. Apesar das vantagens dinâmicas de operação este tipo de mecanismo apresenta alguns inconvenientes como excessiva precisão de fabricação e ausência de folgas, necessárias para a boa vedação da válvula e acomodação de dilatações, desgastes, etc.

3. Características, requisitos e tecnologia do mecanismo de comando de válvulas

3.1. O projeto das válvulas

Nos motores atuais de quatro tempos o uso da válvula de haste é universal. Foram utilizadas válvulas rotativas, válvulas de gaveta, válvulas de pistão e camisa, etc. que não obtiveram sucesso comercial devido a seu elevado custo, aumento do consumo e grande atrito.

As principais vantagens da válvula de haste são:

- . maiores valores da relação área da válvula / área do pistão do que a maioria das outras.
- . grandes coeficientes de descarga, em relação às outras.
- . baixo atrito e pouca necessidade de lubrificação pois nenhum mancal está sob pressão do cilindro quando do movimento da válvula.
- . menor custo de fabricação de todo o mecanismo de comando em relação aos outros sistemas.

A capacidade de escoamento da válvula de admissão pode ser estudada com base no índice de Mach (Z), que é definido pela relação entre a velocidade do gás na válvula e a velocidade do som nas condições do gás de admissão do motor.

$$Z = \frac{V_v}{a} \quad (3.1)$$

Da definição do coeficiente de descarga da válvula:

$$\bar{C}_d \cdot V_v \cdot A_v = v_p \cdot A_p \quad (3.2)$$

onde \bar{C}_d = coeficiente de descarga médio da válvula.

A_v = área nominal da válvula (a área de uma válvula, multiplicada pelo número de válvulas de admissão ou escape).

v_p = velocidade média do pistão.

A_p = área do pistão.

A determinação experimental do coeficiente de descarga pode ser feito conforme mostrado na figura 3.1. Para pequenas quedas de pressão, temos:

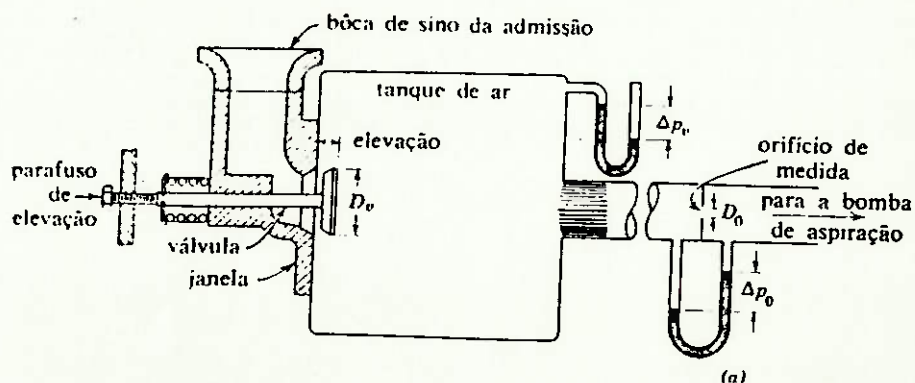
$$C_d = C_o \cdot \left[\frac{D_o}{D_v} \right]^2 \cdot \left[\frac{\Delta p_o}{\Delta p_v} \right]^{1/2}$$

O coeficiente de descarga médio pode ser determinado de acordo com a terceira gravura da figura 3.1, segundo a equação:

$$\bar{C}_d = \frac{1}{\Theta_2 - \Theta_1} \int_1^2 C_d(\Theta) d\Theta$$

onde Θ_1 = ângulo da árvore de manivelas de início de abertura da válvula.

Θ_2 = ângulo da árvore de manivelas de final de fechamento da válvula.



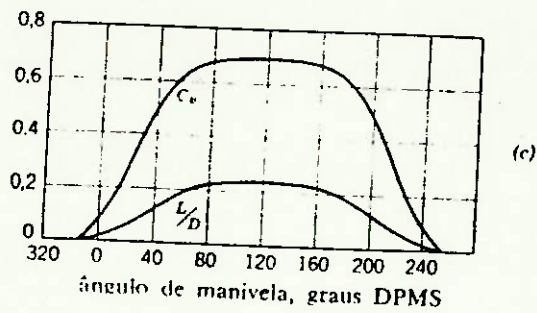
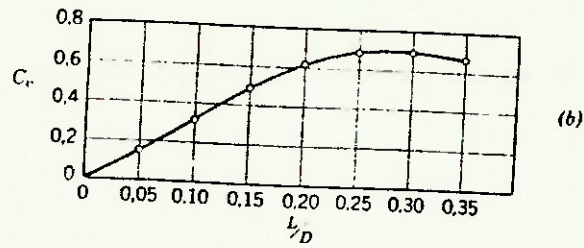


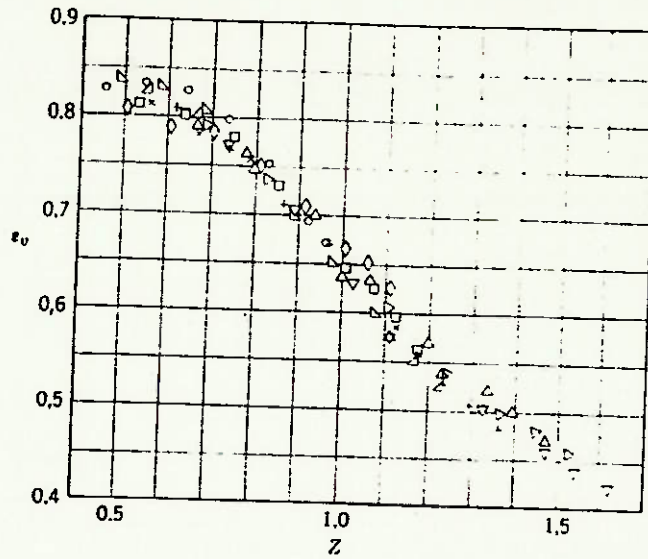
figura 3.1

Substituindo a equação 3.2 na equação 3.1, podemos chegar a:

$$Z = \frac{V_p \cdot A_p^2}{\overline{C_d} \cdot a \cdot A_v^2}$$

Experiências feitas com vários motores em diversas rotações (figura 3.2), mostram a influência do índice de Mach sobre a eficiência volumétrica. O índice de Mach não deve exceder 0,6, com valor preferencial próximo de 0,4.

figura 3.2



As mesmas experiências revelam que a capacidade de escoamento da válvula de descarga pode ser inferior à válvula de admissão (figura 3.3). Um bom compromisso de projeto consiste em se adotar a relação de capacidades descarga/admissão entre 0,70 e 0,75. Se admitimos coeficientes de descarga iguais, teremos uma relação entre diâmetros de descarga/admissão de 0,83 a 0,87.

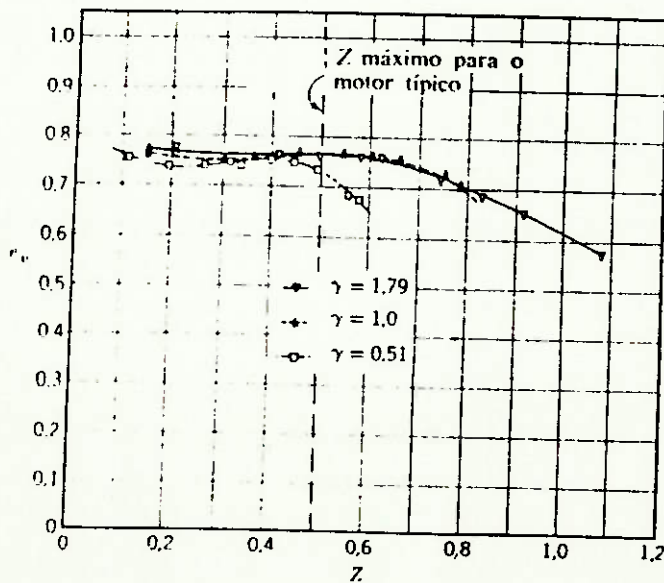
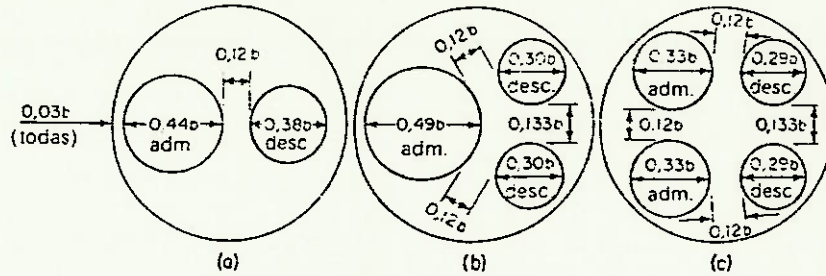


figura 3.3

A figura 3.4 mostra os máximos valores de áreas de válvulas, em relação a área do cilindro para cabeçotes planos, com relação de diâmetros de 0,87.



Relações de área da válvula para um cilindro plano

Arranjo	D_1/b	D_2/b	A_v/A_c	Velocidade do pistão para $Z = 0,6$ m/s pés/min	
a (duas válvulas)	0,44	0,38	0,193	14,7	2 900
b (uma admissão, duas descargas)	0,49	0,30	0,24	18,4	3 620
c (quatro válvulas)	0,33	0,29	0,218	16,7	3 300

Para todos os casos, a folga/diâmetro = 0,03b; espaço entre válvulas = 0,12b, exceto 0,133b entre duas válvulas de descarga; $A_c/A_c = 0,75$; $a_c = 1 200$ pés/s; e $C = 0,35$

figura 3.4

Com as informações acima e dispondo-se de um laboratório para ensaios, poderá ser feita uma escolha dos diâmetros otimizados das válvulas, com base no critério de capacidade de escoamento. Como valores de referência a tabela da figura 3.5 mostra o resultado de uma pesquisa realizada com diversos motores em diversas aplicações.

Capacidade da válvula de motores de quatro tempos

Classe	Denom. por cent. da cil. ou Diesel	Admissão				Descarga							
		N°	D_1/b		A_v/A_c		N°	D_2/b		A_v/A_c			
			max.	min.	max.	min.		max.	min.	max.	min.		
Pequeno	IC	1	0,58		0,34		0,53		0,28		0,82	0,82	
Automóvel	IC	1	0,49	0,39	0,24	0,15	1	0,41	0,36	0,17	0,13	0,85	0,83
Diesel de automóvel	ID	1	0,49	0,45	0,24	0,20	1	0,39	0,31	0,15	0,10	0,75	0,70
	ID	2	0,44	0,34	0,21	0,23	2	0,34	0,34	0,23	0,23	1,0	1,0
Diesel de locomotiva	ID	2	0,35	0,32	0,24	0,20	2	0,35	0,31	0,24	0,19	1,0	0,83
A gas grande	IC	2	0,31	0,30	0,19	0,18	2	0,31	0,30	0,19	0,18	1,0	1,0
Diesel de porte médio	OD	2	0,32	0,30	0,20	0,18	2	0,30	0,30	0,18	0,18	1,0	1,0
	ID	1	0,42	0,40	0,18	0,16	1	0,40	0,37	0,16	0,14	1,0	0,78
Automóvel de corrida	IC	1	0,63	0,53	0,30	0,28	1	0,63	0,55	0,4	0,30	1,0	0,72
	IC	2	0,39	0,37	0,30	0,27	2	0,36	0,35	0,26	0,25	0,92	0,85

D_1 , diâmetro externo da válvula de admissão; D_2 , diâmetro externo da válvula de descarga; b , diâmetro do cilindro; $A_c = \pi D_c^2/4$; $A_v = \pi b^2/4$; $A_c = \pi D_c^2/4$

figura 3.5

Existem motores de alta potência específica (por exemplo aviões e carros de competição) em que necessitamos de um alto coeficiente de descarga da válvula de admissão. Para isto podem ser feitas modificações como as sugeridas na figura 3.6. Porém, para as melhoras serem efetivas, precisamos controlar cuidadosamente o desgaste e os depósitos neste tipo de válvula, o que se justifica somente para as aplicações mencionadas.

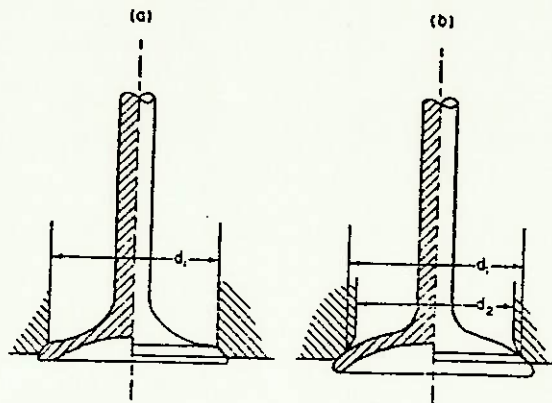
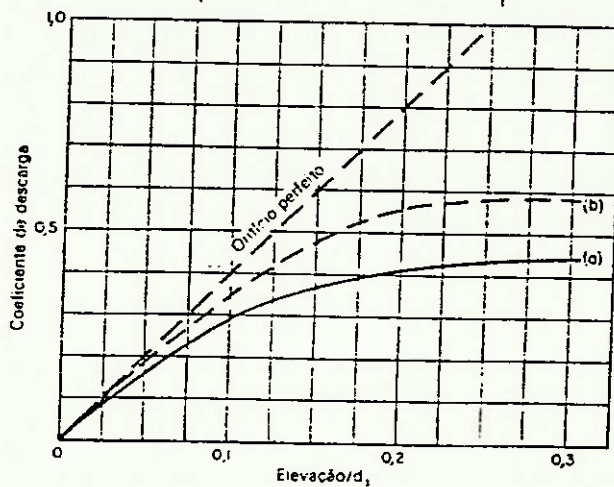


figura 3.6



A figura 3.6 também nos mostra que a elevação da válvula além de 0,25 vezes seu diâmetro não fornece melhoras significativas. Além disto, os esforços que atuam no mecanismo de comando, como veremos adiante, crescem com o quadrado da elevação. Existe também o problema da interferência entre pistão e válvula. Com isto, a relação entre elevação e diâmetro da válvula é adotada normalmente em torno de 0,25.

Uma tendência atual nos motores de combustão interna é a utilização de múltiplas válvulas por cilindro. Pode-se notar na figura 3.4 que para este caso a relação entre área das válvulas e área do pistão é maior do que para o caso de duas únicas válvulas. Além da melhora na capacidade de escoamento, são reduzidas as tensões no mecanismo de comando de válvulas e as temperaturas e tensões térmicas sobre a válvula. O projeto com quatro válvulas tem a vantagem adicional do posicionamento com facilidade da vela ou bico injetor no centro do cabeçote. A desvantagem é a maior complexidade no mecanismo de comando, e deverá ser feito um estudo de viabilidade para a escolha do número de válvulas adequado. Pode-se perceber vantagens para o projeto com quatro válvulas devido à ampla tendência atual.

A maior desvantagem da válvula de haste em relação aos outros tipos de válvulas consiste no problema de refrigeração da mesma. Embora possa parecer que o problema de refrigeração seja crítico apenas para a válvula de escape, podemos ver na figura 3.7 que a admissão também opera com temperaturas surpreendentemente elevadas, porém os métodos convencionais de refrigeração são suficientes para esta válvula.

A válvula de escape recebe calor em uma área ("cabeça" da válvula) que é muito maior que as áreas que rejeitam calor (contato com a sede e guia da válvula). Além disto, o fluxo de gases quentes e sua velocidade atingem o seu máximo em relação a outros pontos do motor.

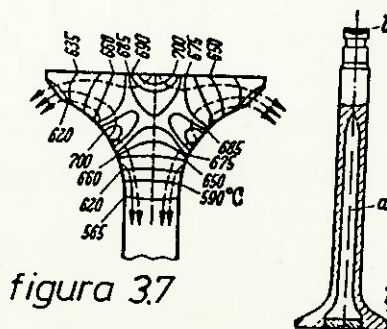
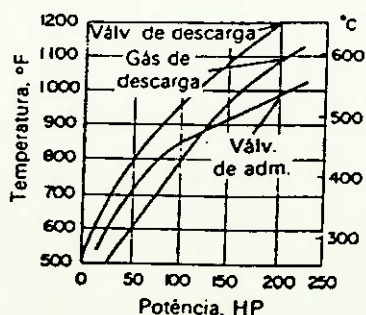


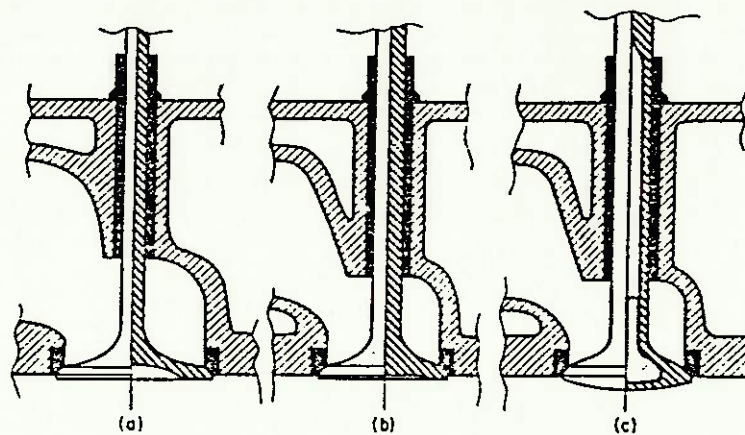
figura 3.7

Na figura 3.7 podemos observar também a distribuição de temperaturas sobre a válvula de escape. Alguns autores mencionam que uma pequena redução na temperatura da válvula, por exemplo de 777°C para 750°C resulta em uma sensível melhora na confiabilidade da válvula. Percebe-se então a gravidade do problema de refrigeração.

Algumas regras de projeto podem ser utilizadas para a melhoria na condição de refrigeração:

- . diâmetro da haste da válvula relativamente grande.
- . excesso relativo de material na cabeça da válvula.
- . passagens do refrigerante em torno da sede e da guia e com percursos pequenos.

Estas regras de projeto estão representadas na figura 3.8.



Válvulas de haste bem projetadas

(a) Válvula de admissão

1. Ênfase na alta capacidade de vazão
2. Diâmetro = $1,15 \times$ diâmetro da válvula de descarga
3. Diâmetro de haste pequeno ($0,15 \times D_1$)
4. Comprimento livre da haste longa
5. Janela com generosa área de escoamento

(b) Válvula de descarga

1. Ênfase na refrigeração
2. Grande diâmetro de haste ($0,25 \times D_1$)
3. Comprimento livre da haste curta
4. Passagens do refrigerante em torno da sede e guia

figura 3.8

Para aplicações especiais, onde os métodos convencionais de refrigeração da válvula são insuficientes, podem ser

utilizadas as válvulas com refrigeração interna (ver figura 3.8 - (c)). A válvula é ôca e preenchida até a metade com só dio que se liquefaz devido a alta temperatura da válvula e com isto aumenta a condutibilidade térmica da região mais quente para as outras regiões da válvula. Devido ao alto cus to, estas válvulas são utilizadas somente em aplicações onde as válvulas comuns não apresentam condições satisfatórias, co mo por exemplo em motores de competição e aviação.

A utilização de duas válvulas ao invés de uma, man- tendo-se a capacidade de escoamento (isto é diâmetro 0,71) ve zes a anterior e geometricamente semelhante) reduz as traje- tórias do fluxo de calor para a sede, reduzindo também a tem peratura da válvula.

A principal causa de falhas no funcionamento da vál vula é o vazamento da válvula de escape devido a mau assenta- mento na sede. Isto pode decorrer de:

- . empenamento da válvula, da sede ou da estrutura que supor- ta a guia da válvula.
- . acúmulo de depósitos na sede da válvula.

Este vazamento resulta em superaquecimento da válvu la resultando numa queima da válvula ou rompimento da haste.

Outra causa de falhas de válvulas é devida a uma al ta velocidade de fechamento da válvula contra sua sede deco rrente das altas velocidades do motor, folga excessiva ou a um mau projeto do mecanismo de comando. A concentração de tensões no pescoço de fixação do prato da mola também é um causador de falhas.

Para a prevenção das falhas acima, além de um bom projeto devemos utilizar materiais mais resistentes, como os

aços austeníticos e além disto controlar o consumo de lubrificante e combustível de forma a evitar a presença de grandes depósitos nas sedes de válvula.

A lubrificação do contato entre a haste e sua guia é conseguida pelo espalhamento de óleo pelas molas e balancins e para não haver consumo de óleo excessivo deve-se evitar a imersão do topo da guia da válvula em óleo. Alguns motores utilizam-se de um anel O'ring na parte inferior da guia para reduzir esta perda de óleo.

Nos motores de dois tempos que utilizam válvulas, estas devem ser abertas e fechadas em cerca da metade do ângulo de manivela em relação aos motores de quatro tempos. As válvulas devem ter o maior diâmetro possível, pois a rápida descarga é um requisito deste tipo de motor. Com isto, o uso de válvulas múltiplas é bastante recomendado, reduzindo as cargas sobre o mecanismo de comando e facilitando a refrigeração das válvulas (haja vista motor Chevrolet Detroit Diesel).

Finalizando, saliento que a melhora no projeto e nos materiais, lubrificação e refrigeração adequados tem levado as válvulas de haste a deixar de constituir um problema crítico mas as válvulas (de descarga principalmente) devem ser consideradas como elemento do motor passíveis ainda a melhoras.

3.2. O projeto das molas

A mola mais confiável e econômica para motores é a do tipo helicoidal cilíndrica.

O cálculo da constante elásticas das molas e de sua pré-carga é feita com base na análise de esforços sobre o mecanismo (ver ítem 4.5).

Essas molas são um dos poucos elementos do motor on de as tensões podem ser previstas com uma boa precisão. As fórmulas utilizadas no cálculo de tensões e deformações são bem conhecidas e estão apresentadas abaixo:

$$\tau = \frac{8 P C^3}{\pi D^2} \cdot X = \frac{\Delta \cdot G}{n \pi d c^2} \cdot X$$

$$\delta = \frac{\Delta}{n} = \frac{8 P C^4}{G D} = \frac{\pi \cdot d \cdot C^2 \cdot \sigma}{G X}$$

$$K = \frac{P}{\Delta} = \frac{G D}{8 C^4 n}$$

onde: $X = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C}$

$$C = D/d$$

τ = máxima tensão de cisalhamento nas espiras

P = carga axial sobre a mola

D = diâmetro primitivo da mola (centro do arame)

d = diâmetro do arame

Δ = deflexão axial da mola

δ = deflexão axial da mola por espira

G = módulo de elasticidade transversal do material

n = número de espiras que efetivamente trabalham

K = rigidez da mola

Além da limitação de tensões devem ser consideradas as cargas de fadiga sobre a mola e verificação de frequências naturais de oscilação da mesma, que fogem ao escopo deste trabalho.

Quando se tem espaço limitado para a mola pode-se re

correr ao uso de duas ou três molas concêntricas. Alguns cuidados devem ser tomados neste projeto e que descrevemos abaixo. Para se obter tensões aproximadamente iguais em todas as molas a relação D/d deve ser a mesma, o número de espiras efetivas inversamente proporcional a D e o comprimento livre, o mesmo.

O diâmetro das molas helicoidais aumenta ligeiramente com a carga de compressão e por isto elas devem ser guiadas internamente no sentido radial, devendo haver uma folga entre molas concêntricas.

A figura 3.9 apresenta o aumento relativo da carga de duas molas concêntricas em função da relação D/d com folga entre as molas de $0,5 d$.

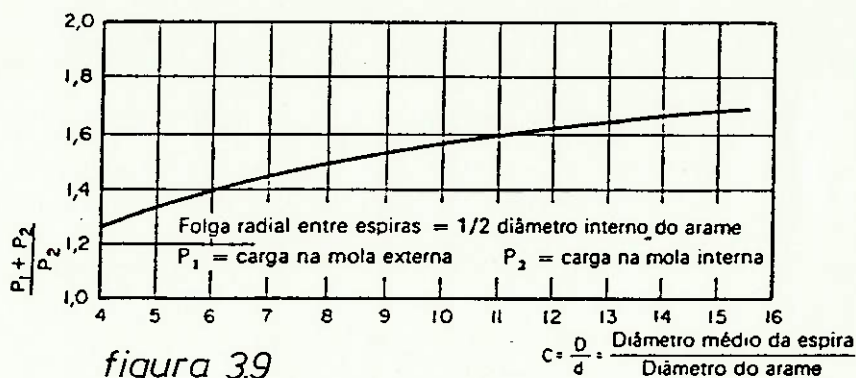


figura 3.9

A principal causa das falhas de molas são imperfeições superficiais oriundas do processo de fabricação (emendas criadas pelo estiramento, por exemplo). Estas imperfeições são responsáveis por concentrações de tensões que aceleram o processo de fadiga. Uma maneira usual de acabar-se com o problema é um tratamento superficial com chumbo. Outro cuidado a ser tomado é a proteção contra corrosão, normalmente através de óleo lubrificante.

3.3. Componentes acessórios para o mecanismo de comando de válvulas

Dois componentes serão descritos neste ítem:

- . o tucho hidráulico.
- . o dispositivo para facilitar a rotação da válvula (Rotocap).

No mecanismo de comando de válvulas a folga é necessária para a correta vedação da válvula pela compressão contra a sede, para possibilitar regulagens devido ao desgaste, compensar variações dimensionais devido a variações da temperatura e acomodar tolerâncias de fabricação. Esta folga deverá ser a mínima suficiente para obedecer os requisitos acima citados.

Uma opção para amortecimento de folgas e desgaste é a utilização de tuchos hidráulicos (figura 3.10). A principal vantagem do tucho hidráulico sobre o tucho mecânico é a redução do nível de ruído e a eliminação de manutenção para a regulagem da folga.

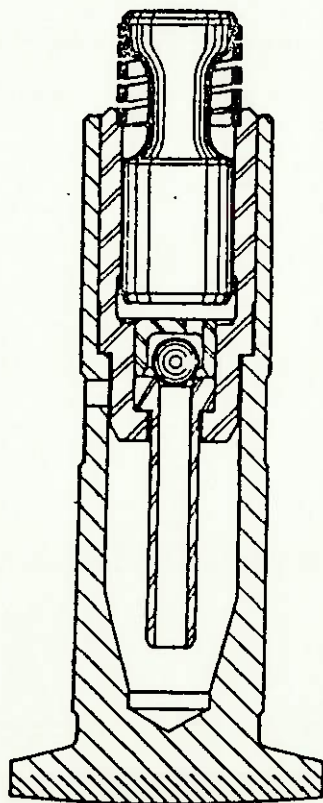


figura 3.10

As desvantagens do tucho hidráulico são a menor precisão nas posições de abertura e fechamento da válvula e a eventual possibilidade de falha do sistema hidráulico mantendo a válvula constantemente aberta (problema não mais frequente).

O uso do tucho hidráulico é justificado então pela aplicação do motor. Para motores de alto desempenho ou onde o nível de ruído não possui grande importância deve ser utilizado o tucho mecânico.

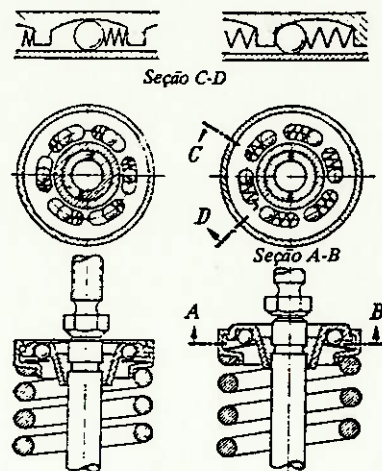


figura 3.11

O dispositivo para facilitar a rotação das válvulas ou Rotocap, como é conhecido comercialmente, pode ser visto na figura 3.11.

A rotação de tuchos, hastes e válvulas é comum em motores de combustão interna para uniformizar o desgaste em toda a sapata do tucho ou superfície de assento da válvula. Isto é conseguido através de uma ação do camo sobre o tucho de tal forma que o plano médio que secciona transversalmente o camo seja deslocado em relação ao eixo do tucho. De maneira análoga, no contato "castanha" do balancim/válvula é obtida a rotação da válvula. O Rotocap é um dispositivo montado

abaixo da mola da válvula e que tem por função atuar como um mancal de rolamento axial, diminuindo o atrito em relação à montagem sem o mesmo, induzindo uma maior rotação da válvula.

Convém salientar que uma excessiva rotação da válvula pode desgastar excessivamente as sedes de válvula e portanto o Rotocap não pode ser utilizado em qualquer motor indiscriminadamente.

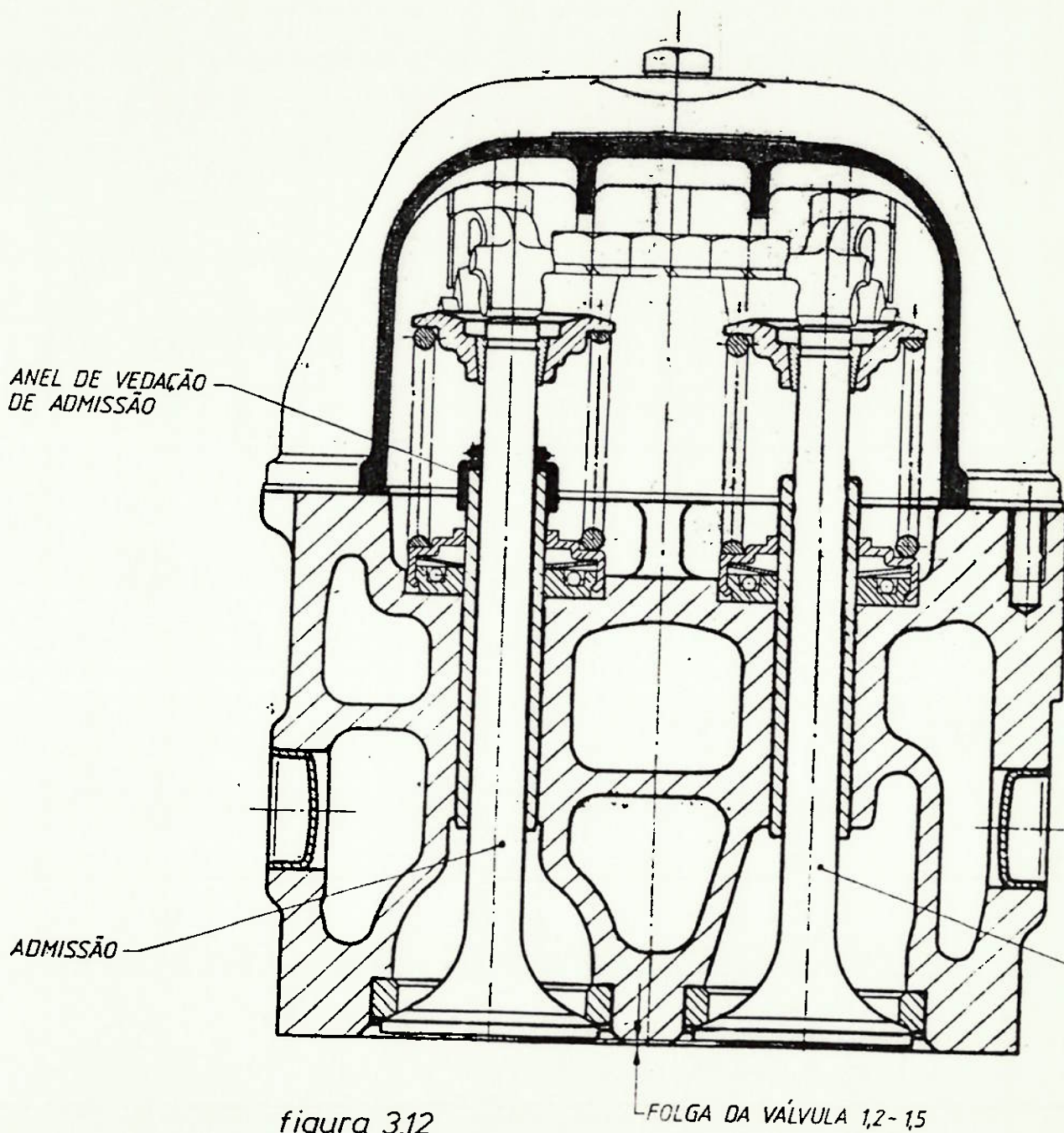


figura 3.12

A figura 3.12 mostra a montagem do Rotocap no cabeço te do motor.

4. Projeto Básico do mecanismo de comando de válvulas

Vimos nos itens anteriores que o principal elemento de um mecanismo de comando de válvulas é o camo. O perfil geométrico deste elemento será responsável pelas características cinemáticas e esforços de inércia em todo o mecanismo, influenciando diretamente o rendimento volumétrico e portanto o rendimento global do motor.

O método de projeto dos camos difere radicalmente de acordo com a aplicação dos mesmos. Para aplicações de baixas velocidades como máquinas impressoras, rotuladoras, posicionamento da ferramenta em Máquinas Operatrizes Copiadoras, etc... o desenho do perfil pode ser feito de forma a facilitar a usinagem e, após isto, verificar-se as características cinemáticas do movimento gerado.

Para os motores de combustão interna, devido às altas velocidades, características dinâmicas do sistema serão responsáveis pelo perfil, dificultando a fabricação do camo, além de serem necessários métodos não usuais de Projeto.

Neste item, faremos inicialmente um estudo cinemático do movimento do tucho e a seguir procuraremos estabelecer algumas dimensões básicas do camo, como por exemplo o diâmetro de base (vide fig. 4.4).

A seguir, considerando o mecanismo composto de peças rígidas, procuraremos traçar o perfil do camo que forneça o movimento pré-estabelecido para o tucho e conseqüentemente para a válvula.

A hipótese de rigidez não é totalmente aceitável, pois a presença de velocidades angulares da ordem de 6000 rpm acarreta a existência de grandes acelerações (até 600 vezes a aceleração da gravidade) e em conseqüência altos esforços com deformações significativas. Se a elasticidade das peças não for levada em conta durante o proje

to pode-se atingir uma condição de ressonância comprometendo seriamente o motor com a "flutuação de válvulas" nos regimes de rotação elevada.

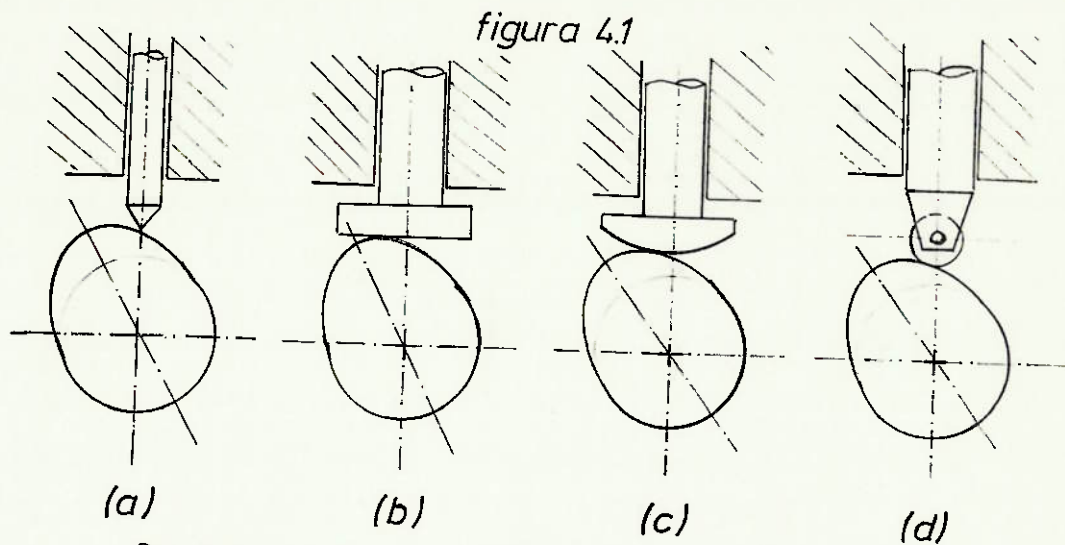
Porém, para um projeto Básico este item nos será útil determinando a geometria inicial do camo. Para um Projeto Executivo, devemos estudar a elasticidade das peças, incluindo características dinâmicas ao perfil do camo. Isto será feito no próximo item, com a introdução do "método Polydyne de Projeto".

4.1. Classificação e Terminologia dos mecanismos de camos

Os seguidores (Tuchos) de acordo com o tipo de superfície em contato com o camo, podem ser classificados em:

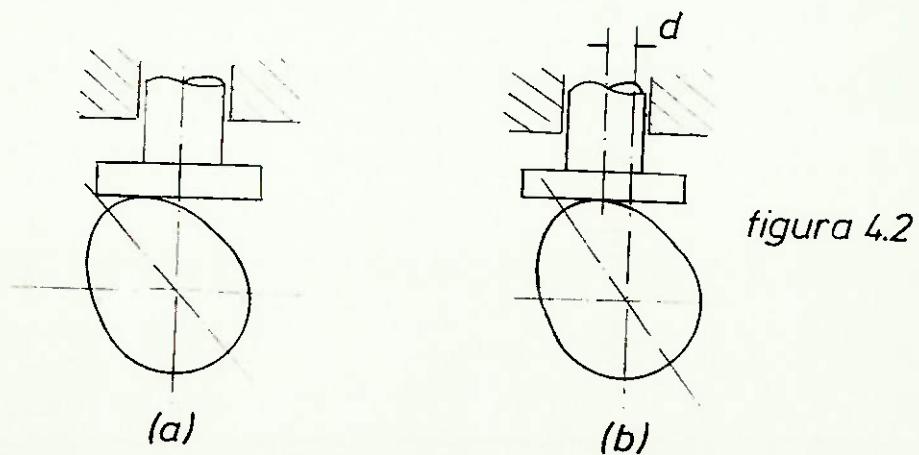
- a) seguidores de ponta - em que o contato entre camo e seguidor se dá em apenas um ponto. Devido às altas tensões que surgiriam quando do funcionamento, este tipo de seguidor só tem importância teórica (figura 4.1.a).
- b) seguidores de sapata plana - em que o contato se dá em uma linha, reduzindo bastante as tensões de compressão superficial, sendo largamente utilizado nos motores de combustão interna, apesar da existência de atrito de escorregamento (figura 4.1.b).
- c) seguidores de sapata cilíndrica ou esférica - onde o contato é também linear ou sobre um círculo, respectivamente. Porém, devido ao raio de curvatura do seguidor (ver final do capítulo) as tensões de contato são maiores que em seguidores de sapata plana equivalentes (figura 4.1.c).
- d) seguidores de rolete - onde devido a características construtivas só existe atrito de rolamento entre camo e seguidor

(figura 4.1.d).



De acordo com a posição da linha do movimento do centro do seguidor em relação ao centro de rotação do camo podemos classificar os seguidores em:

- a) seguidores radiais - onde a linha do movimento do centro do seguidor passa pelo centro de rotação do camo (figura 4.2.a).
- b) seguidores decalados - em que a referida linha não passa pelo centro de rotação do camo. A distância entre a linha do movimento do seguidor e o centro de rotação do camo é chamada de decalagem e é utilizada, como veremos para reduzir o ângulo de pressão ou a excentricidade do ponto de contato camo / seguidor. (figura 4.2.b)

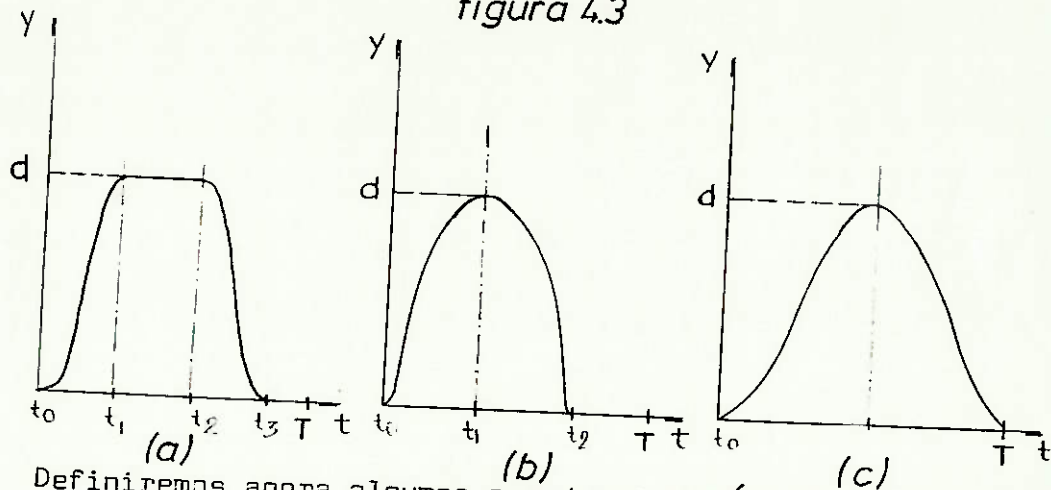


Quanto ao tipo de ciclo de movimento imposto ao se-

guidor, podemos classificar os camos em:

- a) ciclo de Avanço/Repouso/Retorno/Repouso - representa um tipo de ciclo de movimento em que o seguidor (e conseqüentemente a válvula) fica parada alguns instantes no final de seu curso. (Figura 4.3.a).
- b) ciclo de Avanço/Retorno/Repouso - A válvula não permanece em repouso na posição de deslocamento máximo; apenas inverte o sentido de movimento (figura 4.3.b).
- c) ciclo de Avanço/Retorno - Neste tipo de ciclo de movimento a válvula não permaneceria fechada na sede durante um intervalo de tempo, apenas encostando na mesma e reabrindo (figura 4.3.c), porém este ciclo não é utilizado na prática.

figura 4.3



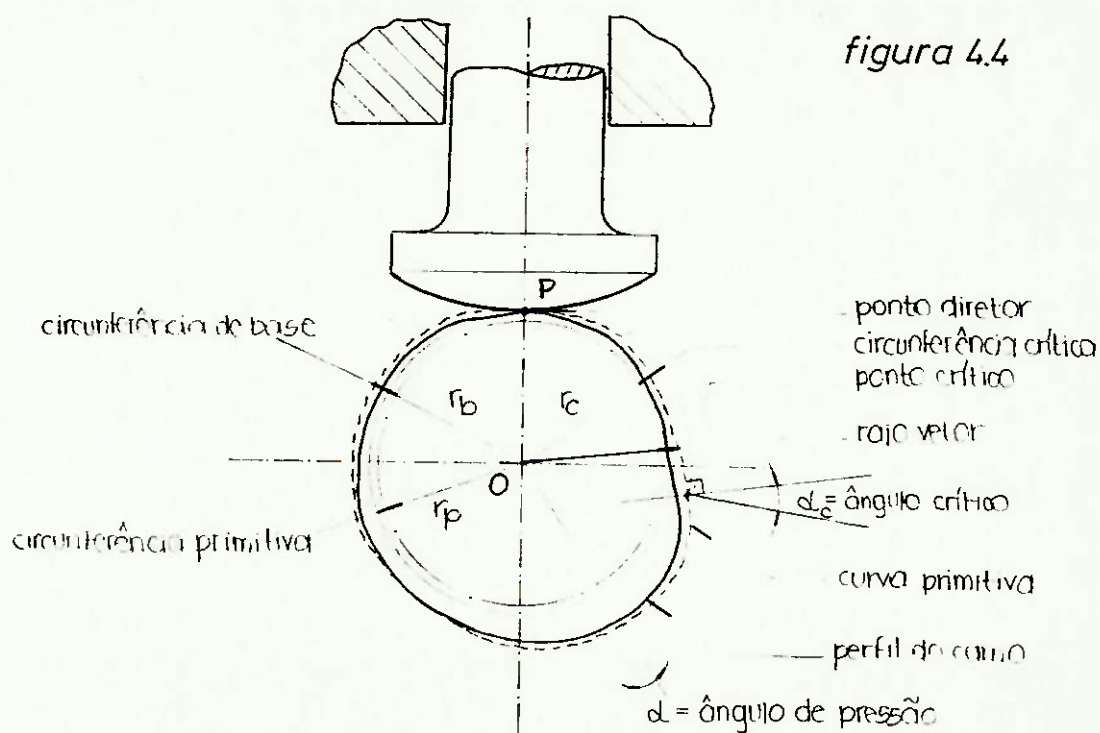
Definiremos agora algumas grandezas geométricas necessárias

no estudo de camos e seguidores. A figura 4.4 representa um camo com seguidor radial de sapata cilíndrica em que estão ilustradas as grandezas definidas abaixo.

1. Ponto Diretor - é o ponto do seguidor (tucho) escolhido convenientemente e que irá representar a peça no estudo. Para um seguidor de ponta tomamos o ponto de contato. Para um seguidor de sapata, seja plana, cilíndrica ou esférica tomamos o ponto de intersecção da linha do movimento do seguidor com a superfície

da sapata.

2. Perfil do camo - é a superfície do camo que entra em contato com o tucho. O perfil dos camos utilizados em mecanismos de comando de válvulas de motores de combustão interna é uma superfície convexa.
3. Curva Primitiva - é a curva descrita pelo ponto diretor quando se inverte o movimento, ou seja, se supõe o camo fixo e o tucho se movimentando. Evidentemente a curva primitiva coincide com o perfil do camo para seguidores de ponta e fica a uma distância constante do mesmo para seguidores de rolete (o próprio raio do rolete). Para seguidores de sapata, a curva primitiva não coincide com o perfil do camo.

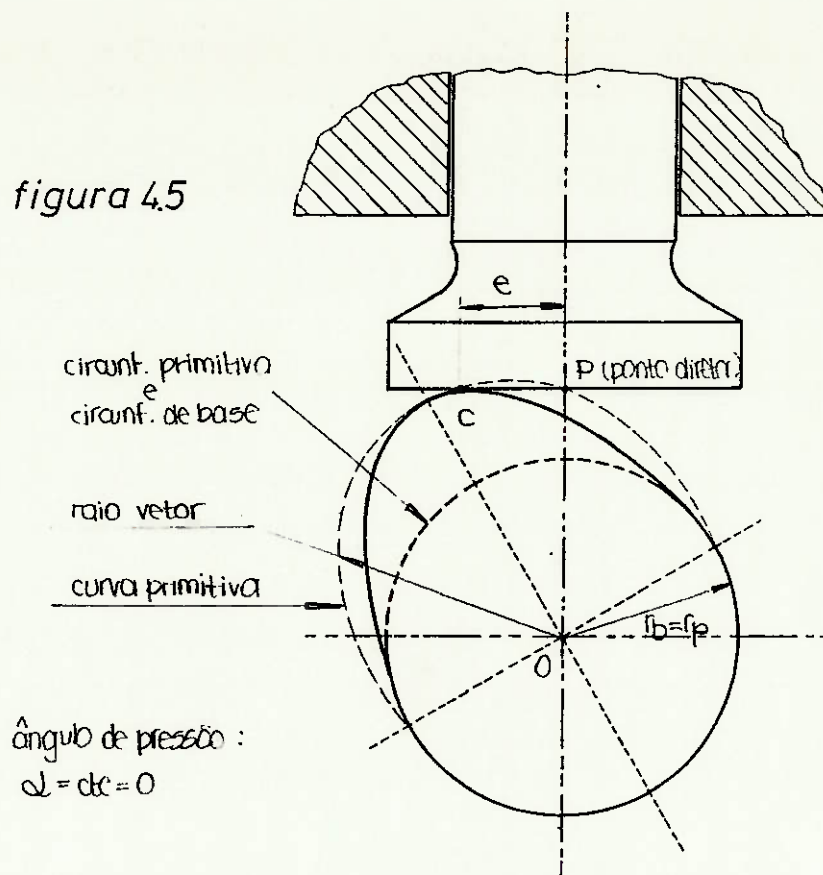


4. Raio Vetor - é um segmento que une o centro de rotação do camo a um ponto qualquer da curva primitiva.

5. Circunferências de Base - circunferência com centro no centro de rotação do camo e raio (raio de base= r_b) igual à menor distância ao perfil do camo.
6. Circunferência Primitiva - circunferência com centro no centro de rotação do camo e raio (raio primitivo = r_p) igual ao menor raio vetor.
7. Ângulo de Pressão - é o ângulo entre a normal à curva primitiva e a direção da velocidade do ponto diretor neste ponto. No caso geral o ângulo de pressão varia ao longo da curva primitiva, porém para seguidores de sapata plana este é constante e nulo.
8. Ângulo crítico - é o máximo valor do ângulo de pressão.
9. Ponto crítico - é o ponto da curva primitiva onde ocorre o ângulo crítico. Em camos com curvas de avanço e retorno simétricas existem dois pontos críticos, um no avanço e outro no retorno.
10. Circunferência crítica - é a circunferência com centro no centro de rotação do camo e que passa pelo ponto crítico (raio crítico = r_c).
11. Excentricidade do ponto de contato (e) - é a distância entre o ponto de contato camo/seguidor e o ponto diretor.

Em nosso estudo, faremos uma aplicação a um camo simétrico com seguidor radial de sapata plana. A nomenclatura utilizada encontra-se representada na figura 4.5.

figura 4.5



4.2. Estudo cinemático do movimento do seguidor

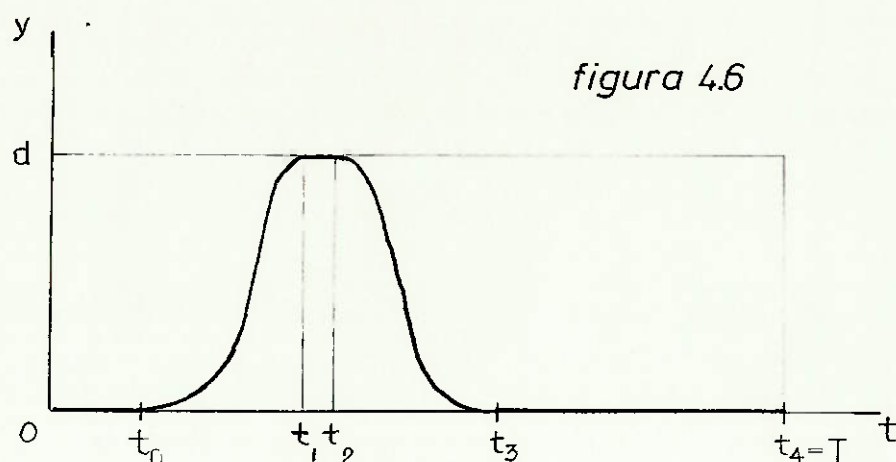
Em todo projeto de mecanismos de comando de válvulas, o primeiro passo é o estabelecimento do programa de movimento a ser executado pela válvula. Não é possível levar em conta todos os fatores que regem o escoamento dos gases pelas válvulas de admissão e escape do motor, determinando analiticamente o melhor programa de movimento da mesma.

Normalmente, adotamos uma curva de movimento para a válvula com base na experiência de projetos anteriores ou em desenvolvimentos realizados com protótipos em pesquisas.

A partir do programa de movimento pré-estabelecido para a válvula, considerando-se o "braço de alavanca" do balancim, podemos obter o programa de movimento do tucho e o perfil do camo. No estudo a ser desenvolvido, as primeiras curvas a serem estudadas serão as curvas do seguidor do camo (tucho).

Teceremos agora alguns comentários sobre os diagramas de deslocamentos, velocidades e acelerações. A figura 4.6 mostra

uma curva típica de deslocamentos de um tucho de um motor de combustão interna; o ciclo representado, como vimos, é do tipo Avanço/Repouso/Retorno/Repouso. Os trechos de Avanço e Retorno normalmente são simétricos, porém nada impede que utilizemos curvas diferentes. Para a análise dos tipos de curvas de movimento do tucho, utilizaremos apenas o trecho de avanço da curva, ficando implícito o trecho de retorno. Convém notar também que o diagrama é cíclico e de período t_4 .



Para um dado regime de rotação do motor, a velocidade angular do camo é constante (sendo igual ao quociente da constante 2π pelo período do movimento) e podemos efetuar uma mudança de escala no eixo dos tempos do diagrama:

$$y = g(t); \text{ como } \theta = \omega t \Rightarrow y = f(\theta) = \omega \cdot g(t)$$

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega \cdot \frac{dy}{d\theta}$$

$$\ddot{y} = \frac{d\dot{y}}{dt} = \frac{d\dot{y}}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega^2 \cdot \frac{d^2y}{d\theta^2}$$

Isto racionaliza enormemente o estudo pois o diagrama fica independente da velocidade angular do camo. As grandezas cinemáticas deslocamento, velocidade e aceleração ficam sendo então função do ângulo θ , posição angular do camo.

Além das três grandezas mencionadas, outra merece especial atenção no projeto de mecanismos de camos para motores de combustão interna devida às altas acelerações envolvidas. Esta grandeza é a variação instantânea da aceleração com o tempo ou, em nosso caso, variação com a posição angular θ e é denominada pulso.

O emprego correto de uma curva de deslocamentos, velocidades e acelerações, sem variações bruscas é necessário para termos pulsos limitados, o que implicará em redução de choques, ruídos, vibrações e desgaste do mecanismo.

Passemos agora ao estudo das curvas básicas utilizadas para o movimento do tucho. Entre elas podemos destacar:

- . movimento de velocidade constante
- . movimento de velocidade constante modificado com arcos de circunferência
- . movimento de aceleração constante (simétrico)
- . movimento de aceleração constante assimétrico
- . movimento harmônico simples
- . movimento cicloidal
- . movimento elipsoidal

4.2.1. Movimento de velocidade constante

A equação de deslocamentos será dada por:

$$v = V_0 \implies Y = Y_0 + V_0 \cdot \theta$$

quando $\theta = 0$, $y = 0 \implies Y_0 = 0$

$$\theta = \beta, y = h \implies h = V_0 \cdot \beta \implies v_0 = \frac{h}{\beta}$$

$$\therefore y(\theta) = \frac{h}{\beta} \cdot \theta$$

$$v(\theta) = \frac{dy(\theta)}{d\theta} = \frac{h}{\beta}$$

$$a(\theta) = \frac{dv(\theta)}{d\theta} = 0$$

A figura 4.7 mostra os diagramas das características cinemáticas do movimento.

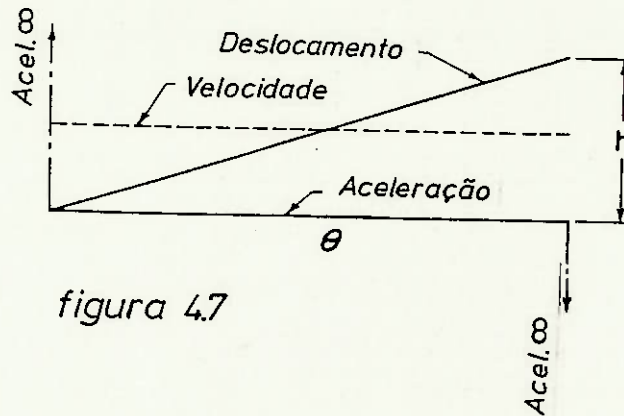


figura 4.7

Observe que apesar da aceleração ser nula durante o movimento, esta atinge valores infinitos no início e fim do mesmo, provocando esforços instantaneamente tendendo a infinito.

4.2.2. Movimento de velocidade constante modificado com arcos de circunferência

Pelos inconvenientes do movimento anterior, este não é utilizado da forma anterior, mas sim modificado, por exemplo com arcos de circunferência, conforme a figura 4.8:

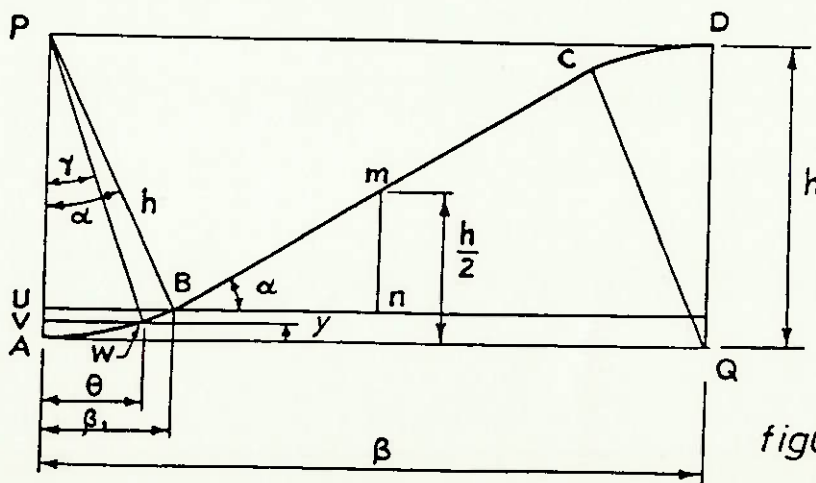


figura 4.8

Encontremos a forma da equação de deslocamentos no trecho circular:

$$Y = \overline{AV} = h (1 - \cos \hat{\theta})$$

Do triângulo VWP: $\Theta = h \operatorname{sen} \hat{\theta}$

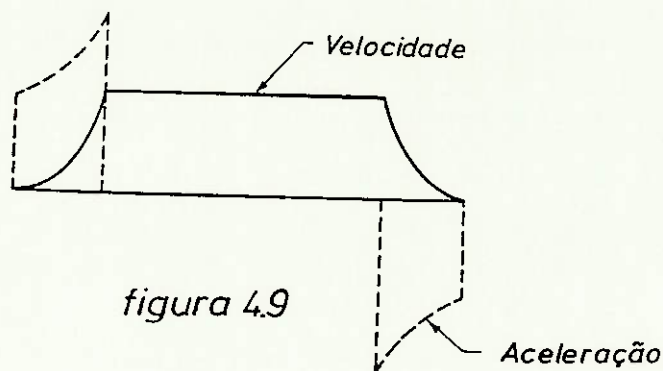
Portanto: $y(\Theta) = h \left[1 - \sqrt{1 - \frac{\Theta^2}{h^2}} \right]$

Derivando em relação ao tempo:

$$v(\Theta) = \frac{dv(\Theta)}{d\Theta} = \frac{\Theta}{(h^2 - \Theta^2)^{1/2}}$$

$$a(\Theta) = \frac{dv(\Theta)}{d\Theta} = \frac{h^2}{(h^2 - \Theta^2)^{3/2}}$$

Os diagramas de $y(\Theta)$, $v(\Theta)$ e $a(\Theta)$ podem ser vistos na figura 4.9.



4.2.3. Movimento de aceleração constante (simétrico)

Na primeira metade da curva, ($0 \leq \Theta \leq \beta/2$), temos:

$$a = a_0 \Rightarrow y = c_1 + c_2 \Theta + c_3 \Theta^2$$

quando $\Theta = 0$, $y = 0 \Rightarrow c_1 = 0$

$$\Theta = 0, v = 0 \Rightarrow c_2 = 0$$

$$\Theta = \beta/2, y = h/2 \Rightarrow \frac{h}{2} = c_3 \frac{\beta^2}{4} \Rightarrow c_3 = \frac{2h}{\beta^2}$$

$$\therefore y(\Theta) = \frac{2h}{\beta^2} \Theta^2$$

$$v(\Theta) = \frac{4h}{\beta^2} \Theta$$

$$a(\theta) = \frac{4h}{\beta^2}$$

$$p(\theta) = 0 \text{ (onde } p(\theta) = \text{pulso)}$$

Para a outra metade da curva ($\beta/2 \leq \theta \leq \beta$), analgamente:

$$y(\theta) = h - \frac{2h}{\beta^2} (\beta - \theta)^2$$

$$v(\theta) = \frac{4h}{\beta} \left(1 - \frac{\theta}{\beta}\right)$$

$$a(\theta) = -\frac{4h}{\beta^2}$$

$$p(\theta) = 0$$

Observe que nos instantes $\theta = 0$, $\theta = \beta/2$ e $\theta = \beta$, como temos descontinuidades na curva de acelerações, o pulso tende a infinito.

A figura 4.10 mostra a construção gráfica da curva de deslocamentos e a figura 4.11, as características cinemáticas do movimento.

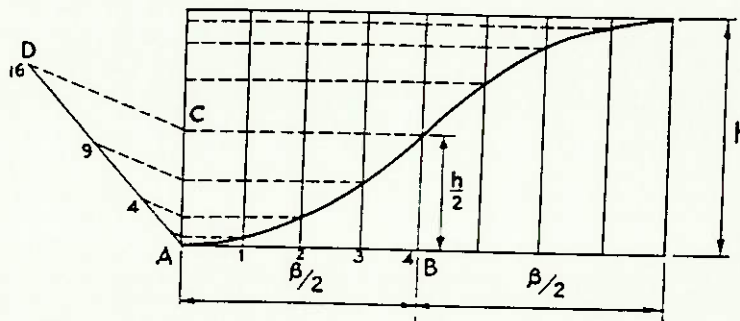


figura 4.10

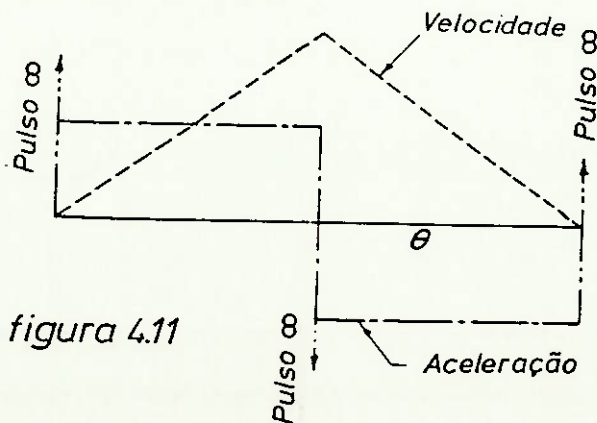
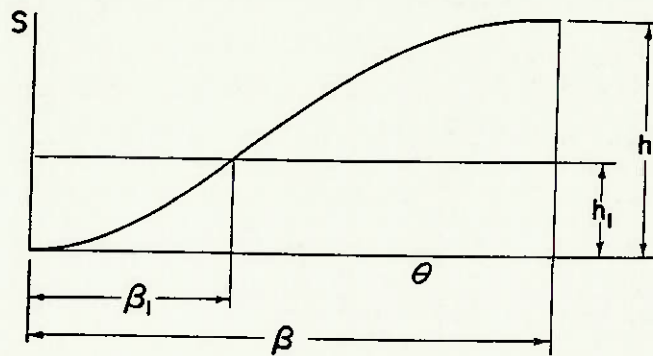


figura 4.11

4.2.4. Movimento de aceleração constante assimétrico

Este movimento é obtido deslocando-se o ponto de inflexão da curva de deslocamentos do movimento anterior conforme a figura abaixo:



Para caracterizar os diversos diagramas possíveis, define-se o parâmetro r como o quociente entre β e β_1 . Observe que o movimento anterior fica sendo um caso particular deste, quando $r = 2$.

Pode-se demonstrar que

$$0 \leq \theta \leq \beta_1 : y(\theta) = \frac{r \cdot h}{\beta^2} \theta^2$$

$$v(\theta) = \frac{2rh}{\beta^2} \theta$$

$$a(\theta) = \frac{2rh}{\beta^2}$$

$$p(\theta) = 0$$

$$\beta_1 \leq \theta \leq \beta : y(\theta) = h - \frac{rh}{(r-1)\beta^2} (\beta - \theta)^2$$

$$v(\theta) = \frac{2rh}{(r-1)\beta^2} (\beta - \theta)$$

$$a(\theta) = - \frac{2rh}{(r-1)\beta^2}$$

$$p(\theta) = 0$$

E a figura 4.13 mostra os diagramas correspondentes

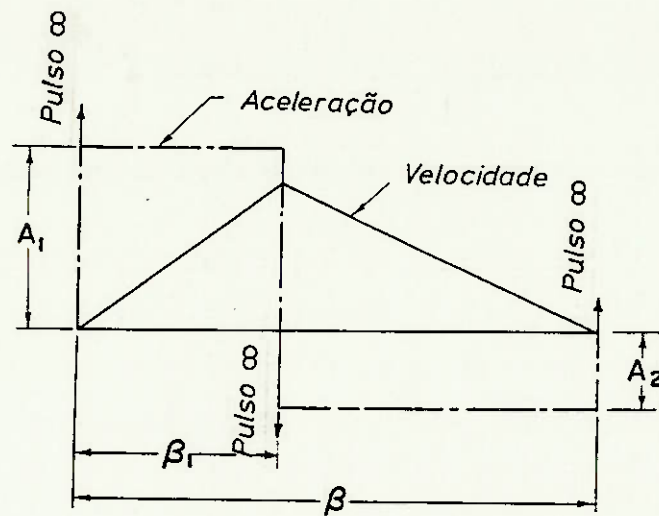


figura 4.13

4.2.5. Movimento Harmônico Simples

O movimento harmônico simples é definido como a projeção num dos eixos cartesianos do deslocamento de um ponto que realiza um movimento circular uniforme (velocidade constante) conforme figura 4.14.

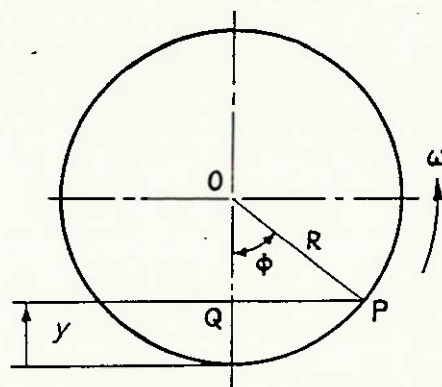


figura 4.14

Da figura, podemos ver que:

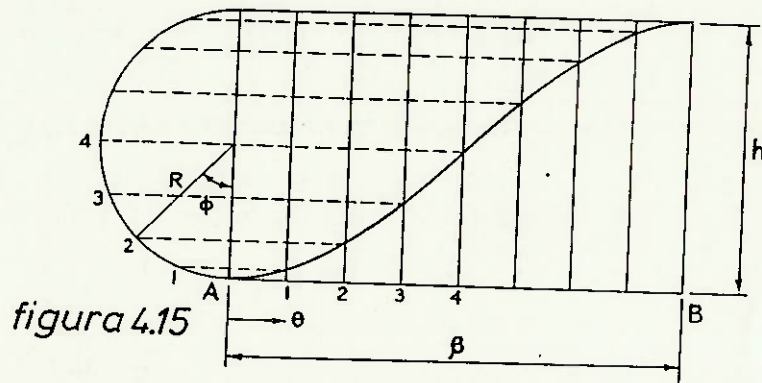
$$y = R (1 - \cos \Theta)$$

Para o movimento genérico do seguidor, devemos ter:

$$r = \frac{h}{2} \text{ e } \frac{\phi}{\Theta} = \frac{\pi}{\beta} \quad \phi = \frac{\pi \Theta}{\beta} \quad (\text{vide figura 4.15})$$

Portanto:

$$y(\theta) = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi\theta}{\beta} \right)$$

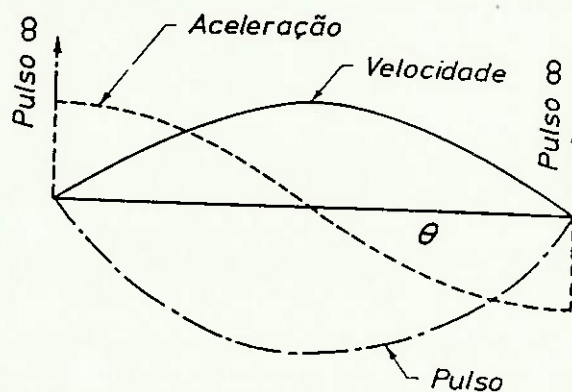


As outras características cinemáticas são dadas derivando-se em relação a θ a equação acima e estão representados no diagrama da figura 4.16:

$$v(\theta) = \frac{h\pi}{2\beta} \operatorname{sen} \frac{\pi\theta}{\beta}$$

$$a(\theta) = \frac{h\pi^2}{2\beta^2} \cos \frac{\pi\theta}{\beta}$$

$$p(\theta) = -\frac{h\pi^3}{2\beta^3} \operatorname{sen} \frac{\pi\theta}{\beta}$$



Observe a descontinuidade da curva de acelerações provocando pulsos infinitos.

4.2.7. Movimento cicloidial

O movimento cicloidial é definido como o descrito por um ponto de um círculo que rola sem escorregar sobre uma reta. A

figura 4.17 mostra o traçado gráfico da curva.

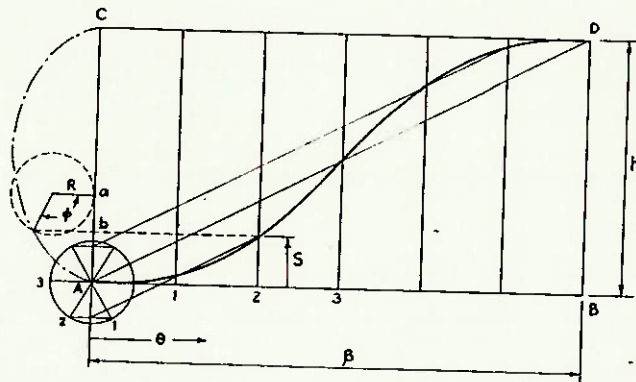


figura 4.17

Para adaptarmô-lo ao nosso movimento genérico, devemos ter:

$$2 \pi r = h \Rightarrow r = \frac{h}{2\pi} \text{ e } \frac{\theta}{\beta} = \frac{\phi}{2\pi} \Rightarrow \phi = \frac{2\pi\theta}{\beta}$$

A obtenção analítica da equação de deslocamentos é feita como se segue:

$$y = \overline{Aa} - \overline{ab}$$

$$\overline{Aa} = R \phi \text{ e } \overline{ab} = R \text{ sen} \phi$$

$$\therefore y = R\phi - R \text{ sen} \phi$$

Substituindo as duas condições anteriores na equação acima, temos:

$$y(\theta) = h \left[\frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \text{ sen} \frac{2\pi\theta}{\beta} \right]$$

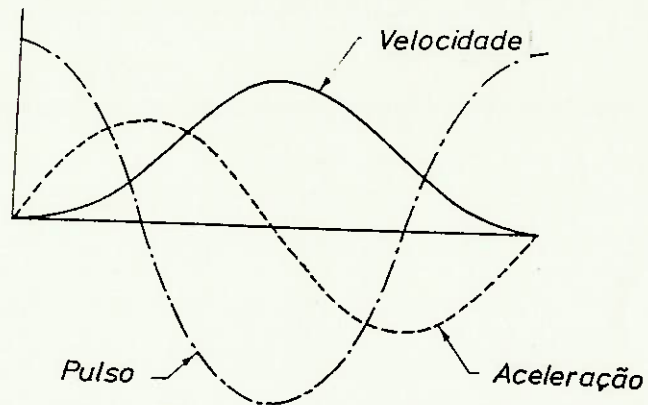
Derivando-se em relação ao ângulo :

$$v(\theta) = \frac{h}{\beta} \left[1 - \cos \frac{2\pi\theta}{\beta} \right]$$

$$a(\theta) = \frac{2h}{\beta^2} \text{ sen} \frac{2\pi\theta}{\beta}$$

$$p(\theta) = \frac{4h\pi^2}{\beta^3} \cos \frac{2\pi\theta}{\beta}$$

O diagrama representa graficamente estas características cinemáticas:



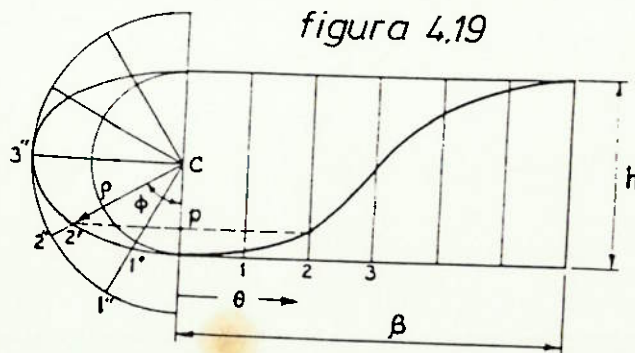
Observe que o movimento cicloidal é o único, até agora, que apresenta uma curva de acelerações contínua, possibilitando pulsos finitos, sendo indicada para altas velocidades como nos motores de combustão interna.

4.2.8. Movimento Elipsoidal

Sabemos da Geometria Analítica, que a equação reduzida da elipse é dada em coordenadas cartesianas por:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

A construção gráfica da curva de deslocamentos está representada na figura 4.19.



Para a adaptação ao movimento genérico:

$$\frac{\phi}{\pi} = \frac{\theta}{\beta} \quad \phi = \frac{\pi\theta}{\beta}; \quad b = \frac{h}{2}$$

Escrevendo a equação do elipse em coordenadas polares, te remos:

$$\rho^2 = x^2 + y^2$$

$$\text{Portanto: } \rho^2 = b^2 + \frac{a^2 - b^2}{a^2} x^2$$

$$\text{Do triângulo } cp2' : x = \rho \operatorname{sen} \phi = \rho \operatorname{sen} \frac{\pi\theta}{\beta}$$

$$\rho^2 = b^2 + \frac{a^2 - b^2}{a^2} \rho^2 \operatorname{sen}^2 \frac{\pi\theta}{\beta} \Rightarrow \rho = \frac{b}{\left[1 - \alpha \operatorname{sen}^2 \frac{\pi\theta}{\beta}\right]}$$

$$\text{onde } \alpha = \frac{a^2 - b^2}{a^2}$$

Para caracterizar os diferentes movimentos elipsoidais possíveis, define-se o parâmetro n como o quociente entre a e b , respectivamente o semi-eixo maior e menor da elipse.

De acordo com a figura 4.19:

$$y(\theta) = \frac{h}{2} - \rho \cdot \cos \phi$$

$$\therefore y(\theta) = \frac{h}{2} \left[1 - \frac{\cos \frac{\pi\theta}{\beta}}{\sqrt{1 - \alpha \operatorname{sen}^2 \frac{\pi\theta}{\beta}}} \right]$$

Derivando-se em relação a θ a equação acima teremos as expressões das outras características cinemáticas, representada das em função do parâmetro n nas figuras 4.20 e 4.21.

$$v(\theta) = \frac{\pi h}{2\beta} \frac{\sin \frac{\pi\theta}{\beta}}{n^2 \left[1 - \infty \cdot \sin^2 \frac{\pi\theta}{\beta} \right]^{3/2}}$$

$$a(\theta) = \frac{\pi^2 h}{2\beta^2} \cos \frac{\pi\theta}{\beta} \frac{1 + 2 \infty \cdot \sin^2 \frac{\pi\theta}{\beta}}{n^2 \left(1 - \infty \cdot \sin^2 \frac{\pi\theta}{\beta} \right)^{5/2}}$$

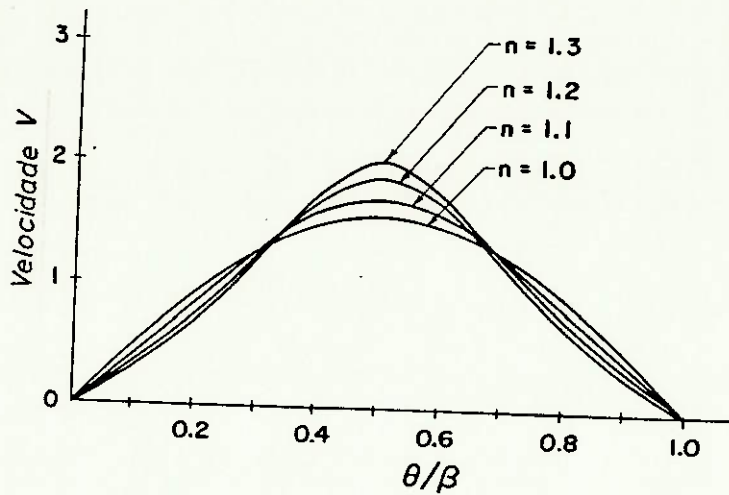


figura 4.20

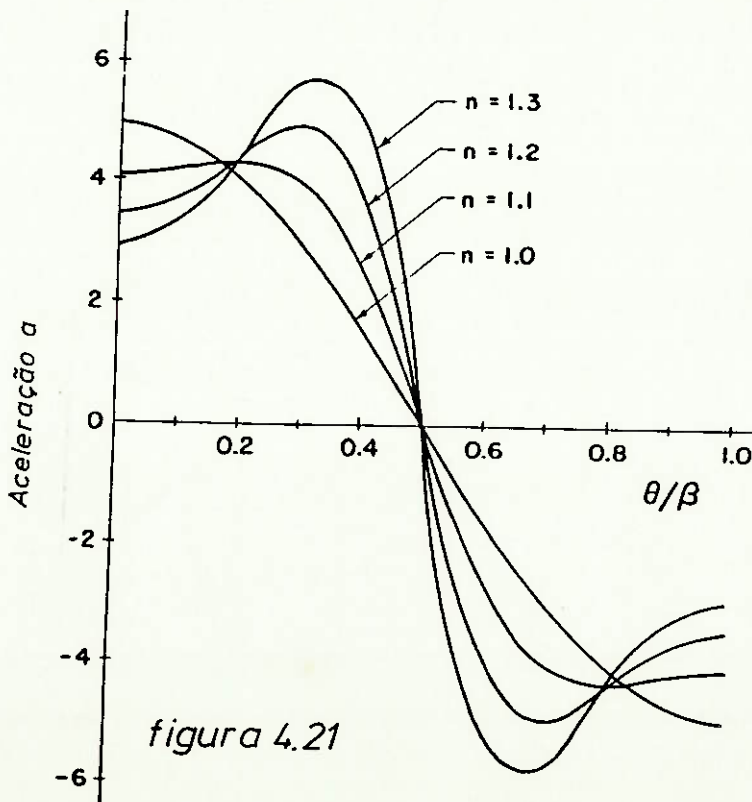


figura 4.21

Das curvas básicas apresentadas, apenas o cicloidal se presta para o uso em motores de combustão interna devido às altas velocidades do tucho. Esta limitação se deve ao fato do movimento cicloidal ter pulsos finitos em todo o ciclo, como já vimos.

Passaremos agora a estudar curvas de movimentos mais indicados para motores de combustão interna como as curvas polinomiais, curvas modificadas ou combinações de curvas.

4.2.9. Curvas Polinomiais

Um polinômio de grau n é definido pela expressão:

$$F(x) = C_0 + C_1 \theta + C_2 \theta^2 + C_3 \theta^3 + \dots + C_n \theta^n$$

Portanto, existem inúmeras possibilidades, e cada conjunto de condições de extremidade do diagrama de deslocamentos define um polinômio básico.

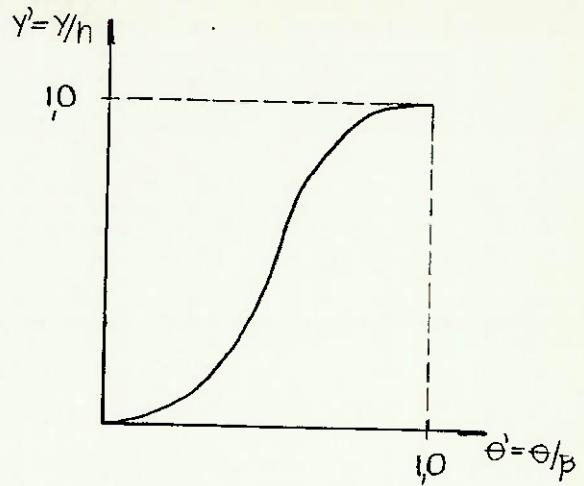
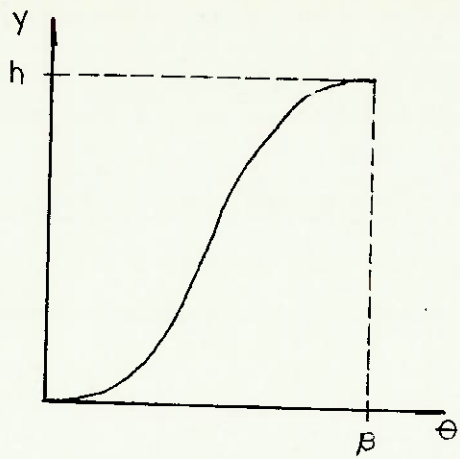
A versatilidade do uso dos polinômios se deve também ao fato da fácil diferenciação, integração e manipulação por computadores.

O método polydyne de projeto, que será apresentado no próximo item, utiliza equações polinomiais para representar as características cinemáticas dos diversos seguidores (tuchos, válvulas, etc.).

Para estudarmos apenas as características do movimento polinomial geral, não particularizado para um certo curso e deslocamento angular, do tucho, vamos adimensionalizar as grandezas θ e y da seguinte forma:

$$0 \leq \theta \leq \beta \implies 0 \leq \theta/\beta \leq 1 \implies 0 \leq \theta' \leq 1$$

$$0 \leq y \leq h \implies 0 \leq y/h \leq 1 \implies 0 < y' \leq 1$$



O polinômio 3-4-5

Adotemos inicialmente as seguintes condições de extremidade:

$$\theta = 0 \quad y = 0; v = 0; a = 0$$

$$\theta = 1 \quad y = 1; v = 0; a = 0$$

Como temos 6 condições de extremidade, o polinômio de menor grau que pode ser utilizado é dado por:

$$y = C_0 + C_1 \theta + C_2 \theta^2 + C_3 \theta^3 + C_4 \theta^4 + C_5 \theta^5$$

Impondo-se as condições acima, vem:

$$C_0 = 0$$

$$C_1 = 0$$

$$C_2 = 0$$

$$\left. \begin{aligned} C_3 + C_4 + C_5 &= 1 \\ 3C_3 + 4C_4 + 5C_5 &= 0 \\ 6C_3 + 12C_4 + 20C_5 &= 0 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} C_3 &= 10 \\ C_4 &= -15 \\ C_5 &= 6 \end{aligned}$$

Resultam então as seguintes equações, que estão representadas na figura 4.23

$$y = 10 \theta^3 - 15 \theta^4 + 6 \theta^5$$

$$v = 30 \theta^2 - 60 \theta^3 + 30 \theta^4$$

$$a = 60 \theta - 180 \theta^2 + 120 \theta^3$$

$$p = 60 - 360 \theta + 360 \theta^2$$

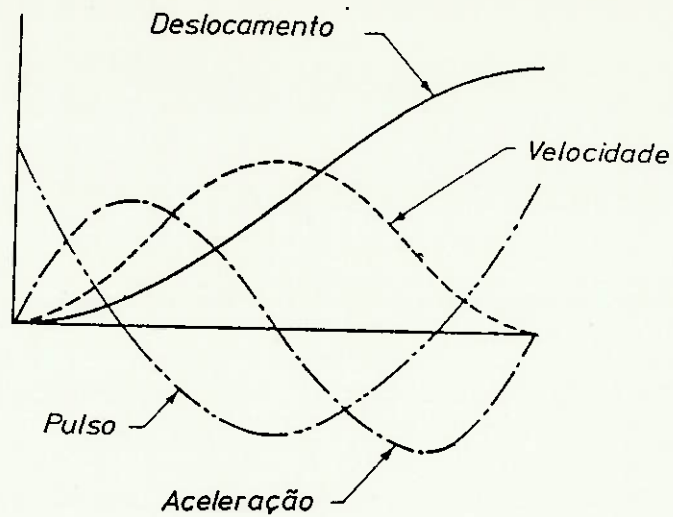


figura 4.23

O polinômio 4-5-6-7

Se acrescentarmos às condições de extremidade anteriores, as seguintes:

$$\theta = 0 \quad p = 0$$

$$\theta = 1 \quad p = 0$$

Agora, o polinômio de menor grau que atende as condições de extremidade é:

$$y = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3 + C_4\theta^4 + C_5\theta^5 + C_6\theta^6 + C_7\theta^7$$

Impondo-se as oito condições de extremidade, pode-se mostrar que:

$$y = 35\theta^4 - 84\theta^5 + 70\theta^6 - 20\theta^7$$

$$v = 140\theta^3 - 420\theta^4 + 420\theta^5 - 140\theta^6$$

$$a = 420\theta^2 - 1680\theta^3 + 2100\theta^4 - 840\theta^5$$

$$p = 840\theta - 5040\theta^2 + 8400\theta^3 - 4200\theta^4$$

Os gráficos das grandezas acima estão representados na figura 4.24.

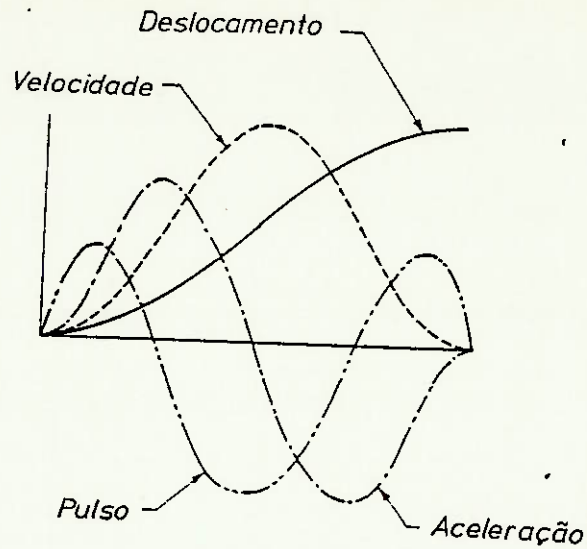


figura 4.24

Fórmula geral dos coeficientes do polinômio

Existem expressões analíticas para os coeficientes do polinômio, quando impomos que as $(p-1)$ derivadas do deslocamento devem ser nulas nas extremidades das curvas.

Teremos então $2p$ condições de extremidade, resultando:

$$y = C_p \theta^p + C_q \theta^q + C_r \theta^r + \dots$$

Eliminamos os p primeiros coeficientes impondo as $p-1$ derivadas de $y(\theta)$ no ponto $\theta = 0$ nulas.

Os expoentes acima são números inteiros tais que

- a) $p < q < r < s \dots$
- b) O último expoente, x é tal que $x \geq 2p - 1$

Escrevendo as demais condições de contorno, para $\theta = \beta$ ou $\theta/\beta = 1$:

$$\left. \begin{aligned} C_p + C_q + C_r + \dots &= 1 \\ p C_p + q C_q + r C_r + \dots &= 0 \\ p(p-1) C_p + q(q-1) C_q + r(r-1) C_r + \dots &= 0 \end{aligned} \right\} p \text{ equações}$$

O sistema linear acima, de p equações a p incógnitas ($C_p, C_q, C_r, \text{etc}$), podem ser facilmente resolvido, resultando:

$$C_p = \frac{q \cdot r \dots}{(q-p) \cdot (r-p) \dots}$$

$$C_q = \frac{p \cdot r \dots}{(p-q) \cdot (r-q) \dots}$$

$$C_r = \frac{p \cdot q \dots}{(p-r) \cdot (q-r) \dots}$$

Com o auxílio das expressões acima, podemos imediatamente obter os coeficientes do polinômio de grau x , sem resolver sistemas de equações lineares.

Lembrar que estas expressões são válidas para as seguintes condições de extremidade:

$$\Theta = 0 \rightarrow y = 0, \quad \dot{y} = 0, \quad \ddot{y} = 0, \dots$$

$$\Theta = \beta \rightarrow y = h, \quad \dot{y} = 0, \quad \ddot{y} = 0, \dots$$

Normalmente, podemos ter além das condições de extremidade de outras condições cinemáticas requeridas para o movimento especificadas por exemplo por deslocamentos, velocidades, acelerações, etc., fornecidas em certos pontos.

Partindo dos polinômios obtidos acima ou quaisquer outros obedecendo às condições de extremidade especificados e manipulando convenientemente os expoentes e calculando os coeficientes dos polinômios com estes novos expoentes podemos criar "famílias" de polinômios obedecendo às condições de extremidade imposta. Assim temos a família do polinômio 3-4-5 família do polinômio 4-5-6-7, etc...

Com base nestas famílias, podemos procurar o polinômio que melhor se adapta às condições cinemáticas requeridas, além das de extremidade. É lógico que este procedimento não é de grande precisão, porém fornece diretrizes para a escolha do

polinômio adequado.

Nas figuras 4.25 e 4.26 estão representados alguns componentes das famílias dos polinômios 3-4-5 e 4-5-6-7 respectivamente. Pode-se perceber o efeito do aumento ordenado dos expoentes sobre as curvas de aceleração.

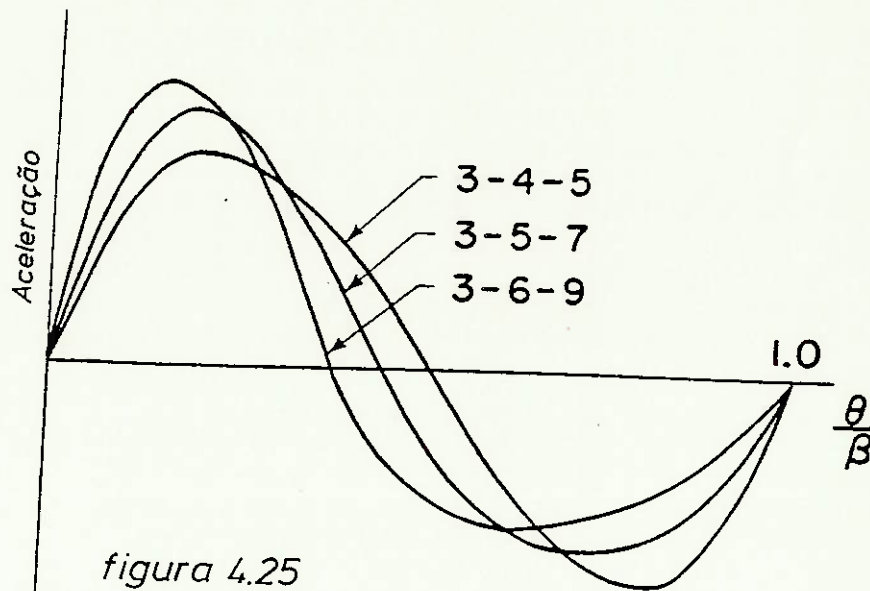


figura 4.25

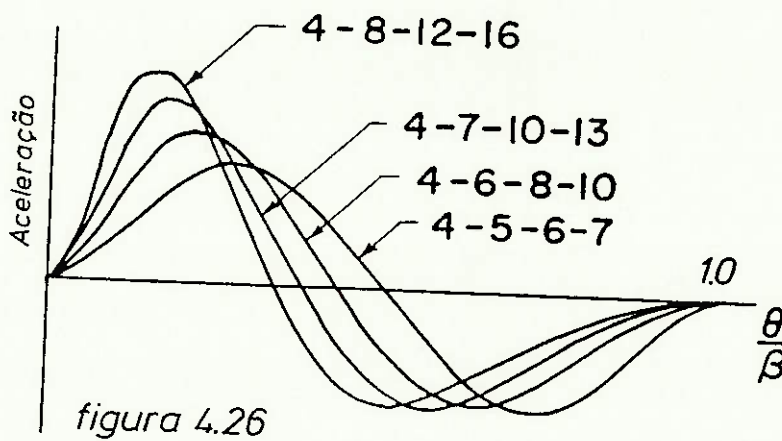


figura 4.26

Polinômios com expoentes tão altos como 50 ou 60 tem sido adaptados com sucesso para camos de comando de válvulas. A figura 4.27 mostra uma família de curvas, para ciclos de Avanço - Retorno - Repouso com derivadas da curva de deslocamentos de até 4ª ordem nulas para as extremidades.

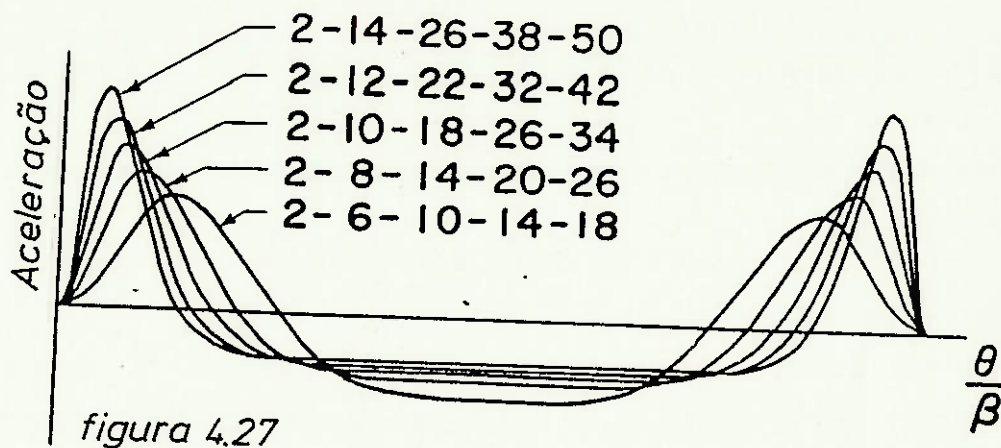


figura 4.27

4.2.10. Curvas Modificadas

Vimos que os movimentos básicos do seguidor, estudados anteriormente, não são adequados para altas velocidades. Podemos modificar algumas destas curvas, eliminando ou reduzindo seus "inconvenientes" cinemáticos.

A primeira curva modificada de interesse é a curva de aceleração trapezoidal modificada. A curva de aceleração trapezoidal é obtida por combinação de curvas de aceleração constante e pulso constante, formando dois trapézios.

Para reduzirmos as acelerações e o salto da curva de pulso nas transições, modificamos o movimento, substituindo a curva de pulso constante por uma curva cicloidal conforme figura 4.28.

Esta curva apresenta excelentes características para altas velocidades, reduzindo as vibrações, choques e desgastes do mecanismo.

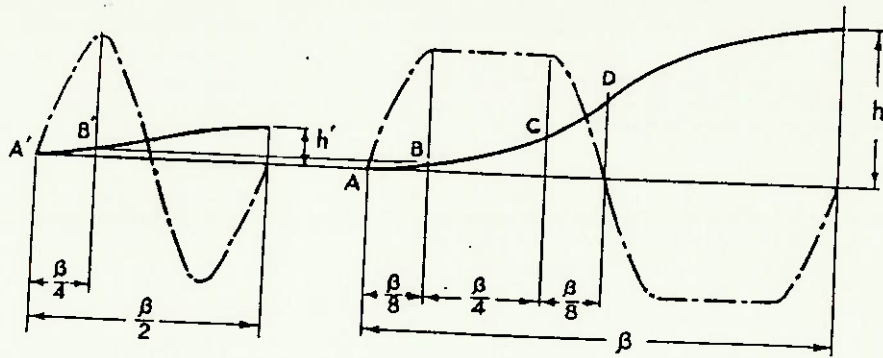
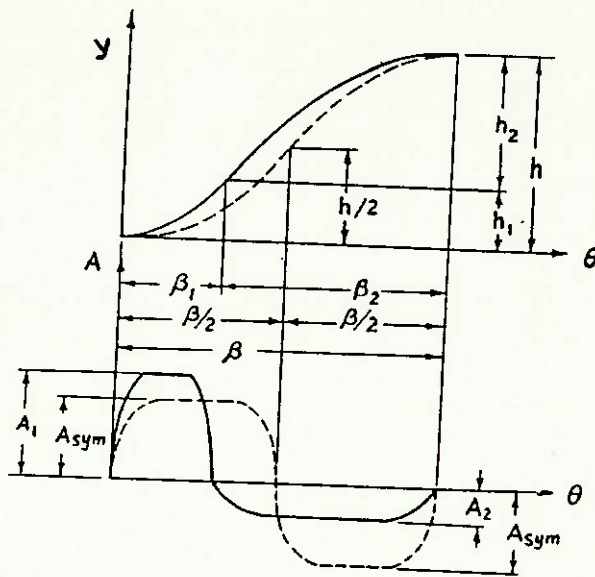


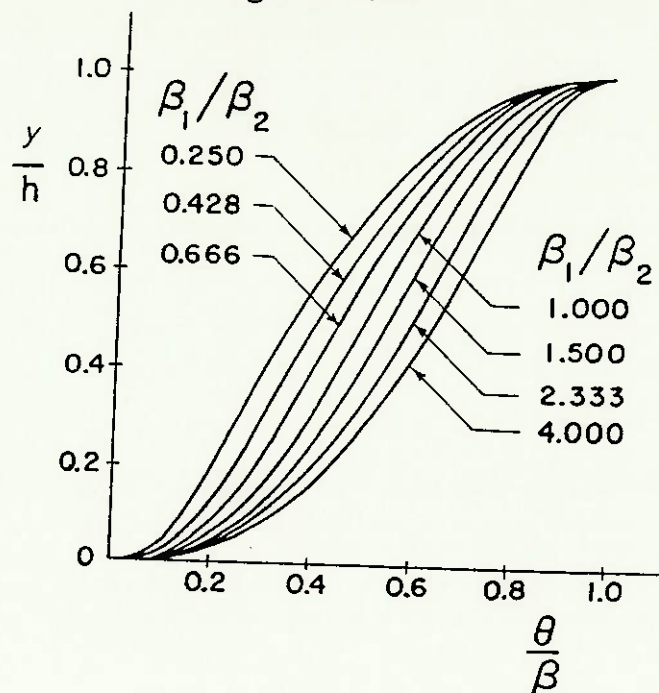
figura 4.28

Outra curva de interesse é a curva de aceleração trapezoidal modificada assimétrica. A construção da curva é feita, deslocando-se o ponto de inflexão do diagrama de deslocamentos, conforme figura abaixo.

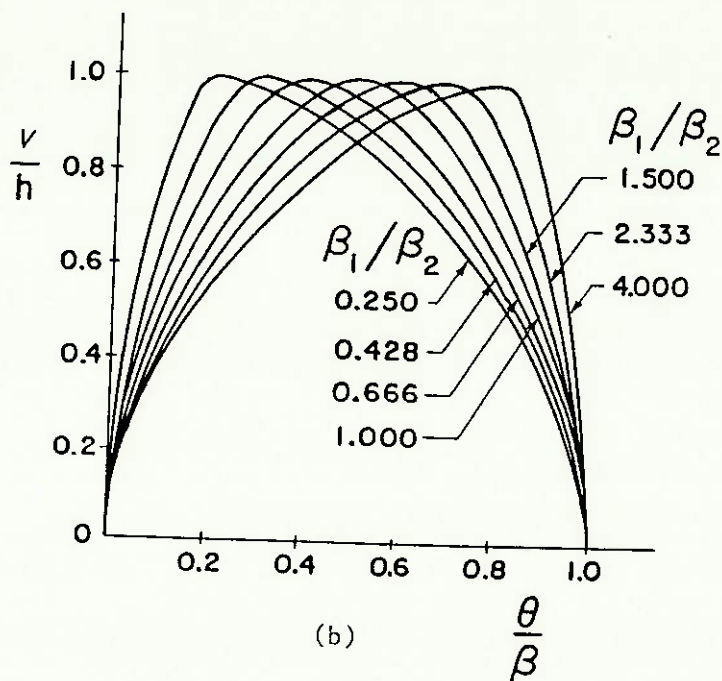


A figura 4.30 representa os diagramas de deslocamentos e velocidades para diversas posições do ponto de inflexão, formando uma família de curvas.

figura 4.30



(a)



(b)

4.2.11. Combinação de curvas

Todas as curvas estudadas podem ser combinadas, por trechos, aproveitando os aspectos positivos de partes das mesmas e características dinâmicas desejadas.

Todavia, alguns cuidados devem ser tomados, apesar de serem intuitivos:

- a) o deslocamento total da curva deve ser a somatória dos

deslocamentos dos trechos e o deslocamento angular idem.

$$Y_1 + Y_2 \dots + Y_n = h$$

$$\beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_n = \beta$$

- b) As velocidades das curvas devem ser iguais nos pontos terminais e, para altas velocidades, o mesmo para as acelerações.
- c) Como no início e fim do movimento as velocidades são nulas, devemos ter:

$$\int_0^{\beta} \ddot{y} d\theta = \dot{y}(\beta) - \dot{y}(0) = 0$$

ou seja, a área sob o trecho positivo da curva de acelerações deve ser igual a área sobre o trecho negativo.

Um exemplo de combinação de curvas pode ser visto na figura 4.31.

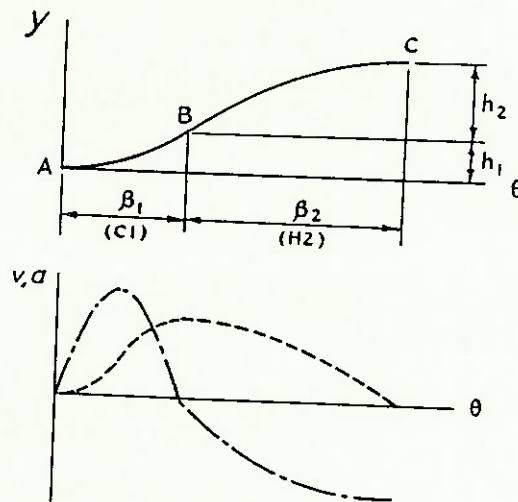


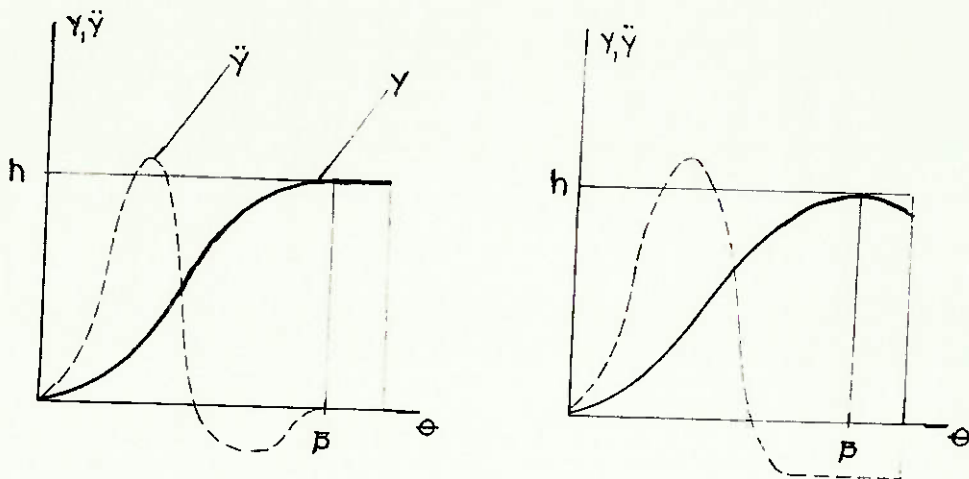
figura 4.31

O primeiro trecho da curva (β_1) é uma metade de cicloide. O segundo trecho é uma metade de curva de movimento harmônico simples.

Finalizando este item devemos notar que as possibilidades de curvas para o movimento do tucho são infinitas. O bom senso

e a experiência serão ferramentas indispensáveis para a escolha das mesmas.

Uma última observação deve ser feita sobre 2 diferentes tipos de movimento do tucho. Se o movimento é do tipo Avanço - Repouso - Retorno - Repouso, é necessário que as acelerações sejam nulas nos extremos do diagrama ($\theta = 0$ e $\theta = \beta$) para termos pulsos finitos. Para o movimento do tipo Avanço - Retorno - Repouso é desejável acelerações aproximadamente constantes na região próxima de $\theta = \beta$, pois o diagrama é simétrico em relação à vertical $\theta = \beta$, e caso contrário, teremos repentinas variações das cargas de inércia e vibrações.



4.3. Estabelecimento das dimensões primitivas do camo

Após termos conseguido as curvas da "cinemática" do tucho, precisamos estabelecer um cilindro primitivo sobre o qual iremos construir o perfil do camo que fornecerá o movimento desejado do tucho. Este cilindro primitivo tem raio igual ao raio de base do camo e altura igual a largura do camo.

É desejado que este cilindro tenha as mínimas dimensões possíveis, não só para economia de material do eixo comando e espaço no motor mas principalmente porque sendo o camo um ele

mento excêntrico, devemos reduzir o desbalanceamento.

Para os seguidores de ponta ou rolete, o ângulo de pressão máximo (definido em 4.1 como o ângulo entre a normal à curva primitiva e a direção da velocidade do ponto diretor neste ponto) é um parâmetro utilizado para a definição do raio de base.

Comumente, os tuchos de motores de combustão interna são do tipo sapata plana onde, como já vimos, o ângulo de pressão é constantemente nulo, desprezando-se o atrito.

Os parâmetros utilizados na definição do raio de base são:

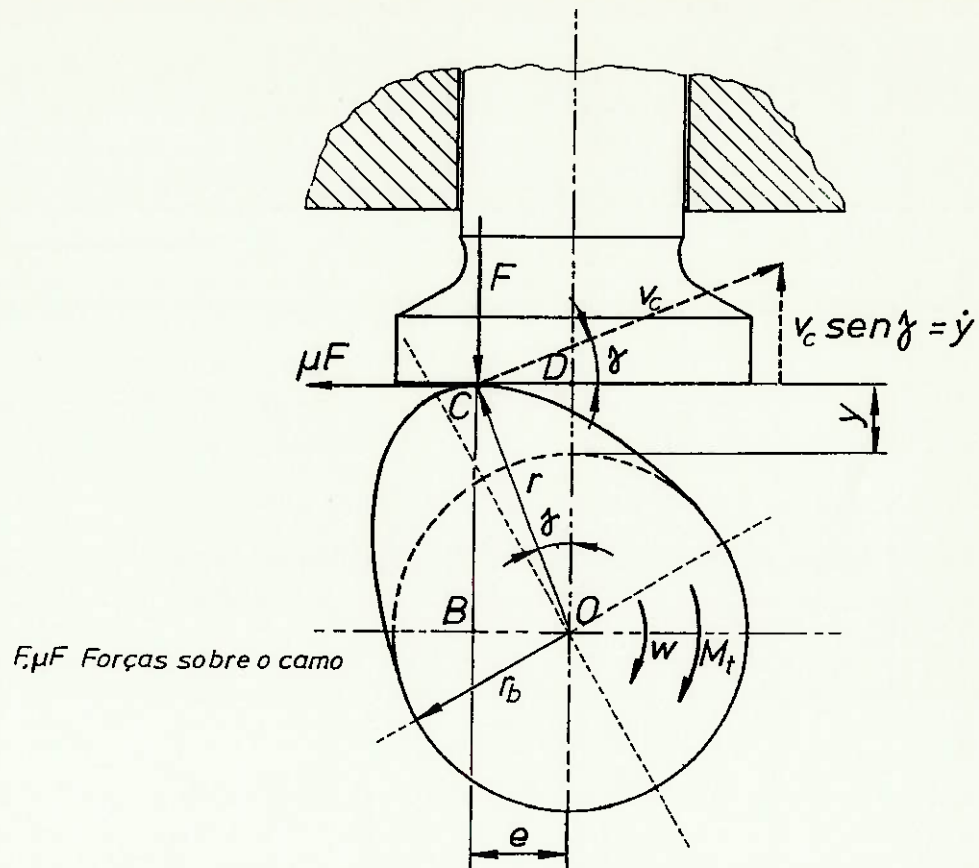
1. Excentricidade do ponto de contato.
2. Raio de curvatura mínimo do perfil do camo.
3. Diâmetro mínimo do eixo de camos.

Para a definição da largura do camo é utilizado o critério de Hertz, limitando a tensão de compressão entre camo e tucho.

Passemos agora ao estudo de cada um dos parâmetros acima.

Excentricidade do ponto de contato (e)

- w = velocidade angular do camo
 e = excentricidade do ponto de contato
 γ = ângulo de excentricidade
 v_c = velocidade periférica do camo
 $\dot{y} = v_c \cdot \sin \gamma$ = velocidade do tucho
 y = levantamento do tucho
 M_t = momento torsor sobre o camo



A figura acima representa um camo acionando seu seguidor (tucho). Notar que os esforços F e μF representados são aplicados pelo tucho sobre o camo.

Calculemos inicialmente o valor da excentricidade (e) do ponto de contato c :

A velocidade do ponto c do camo é dada por:

$$\vec{v}_c = \vec{\omega} \wedge \vec{OC} \Rightarrow v_c = \omega \cdot r$$

Para o tucho, a velocidade do ponto c será:

$$v_c' = v_c \sin \gamma = \omega \cdot r \cdot \sin \gamma$$

Esta velocidade deverá ser a velocidade especificada para o ponto diretor na Análise Cinemática do movimento do tucho.

$$\therefore \dot{y} = \frac{dy}{dt} = v_c' = \omega r \sin \gamma \Rightarrow \sin \gamma = \frac{\dot{y}}{\omega r} \quad (1)$$

Do triângulo OBC:

$$\text{sen } \theta = \frac{e}{r} \Rightarrow e = r \text{ sen } \theta \quad (2)$$

substituindo (1) em (2):

$$e = r \cdot \frac{\dot{y}}{\omega r} \Rightarrow e = \dot{y}/\omega$$

Como por hipótese o camo gira com velocidade constante, de vemos ter:

$$M_t = F \cdot e + \mu F \cdot (r_b + y)$$

Portanto quanto maior a excentricidade do ponto de contato, maior será o momento torsor necessário para acionar o eixo comando. Além disso, os momentos fletores sobre o tucho serão também maiores e o diâmetro da sapata do tucho também.

Como

$$e = \frac{\dot{y}}{\omega} = \frac{1}{\omega} \cdot \frac{dy}{dt}$$

$$\frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \omega \cdot \frac{dy}{d\theta}$$

∴

$e = \frac{dy}{d\theta}$

Logo, podemos ver que a excentricidade do ponto de contato é função apenas da curva de velocidades do tucho, independendo das dimensões do camo (r_b).

A redução dos efeitos da excentricidade do ponto de contato pode ser feita pelos seguintes métodos:

- 1 - Decalagem do tucho: deslocando-se lateralmente o tucho, fazendo o ponto diretor coincidir com o ponto de contato onde a força entre camo e tucho é máxima, podemos reduzir o momento torsor no eixo do camo.
- 2 - Inclinação da sapata do tucho - inclinando-se a sapata em re

lação ao eixo do tucho, de maneira que no ponto de força máxima entre camo e tucho a normal às superfícies passe pelo centro de rotação do camo, reduz-se analogamente o momento torsor. (Ver fig. 4.34)

3 - Mudança da curva de velocidades do tucho

δ = ângulo onde a força de contato é máxima

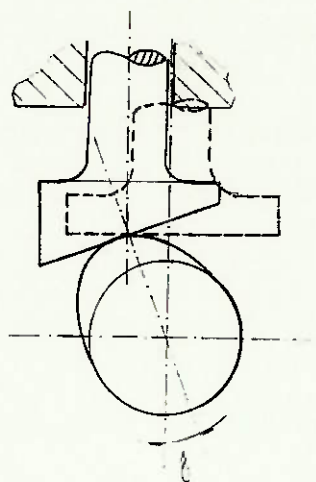


figura 4.34

Raio de curvatura do perfil do camo

Para os seguidores de sapata plana, o raio de curvatura mínimo do perfil do camo é um fator decisivo para o estabelecimento do raio de base.

Observando a figura 4.35 vemos que para o mesmo programa de deslocamentos, o camo menor (a) não é capaz de produzir o deslocamento desejado para o tucho. Este fenômeno, chamado de "Under cutting" é um fator limitante das dimensões mínimas do camo ou seja o raio de base.

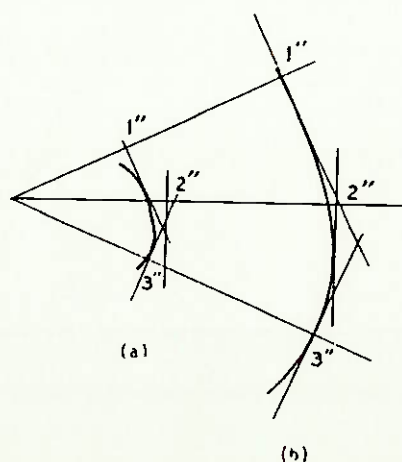
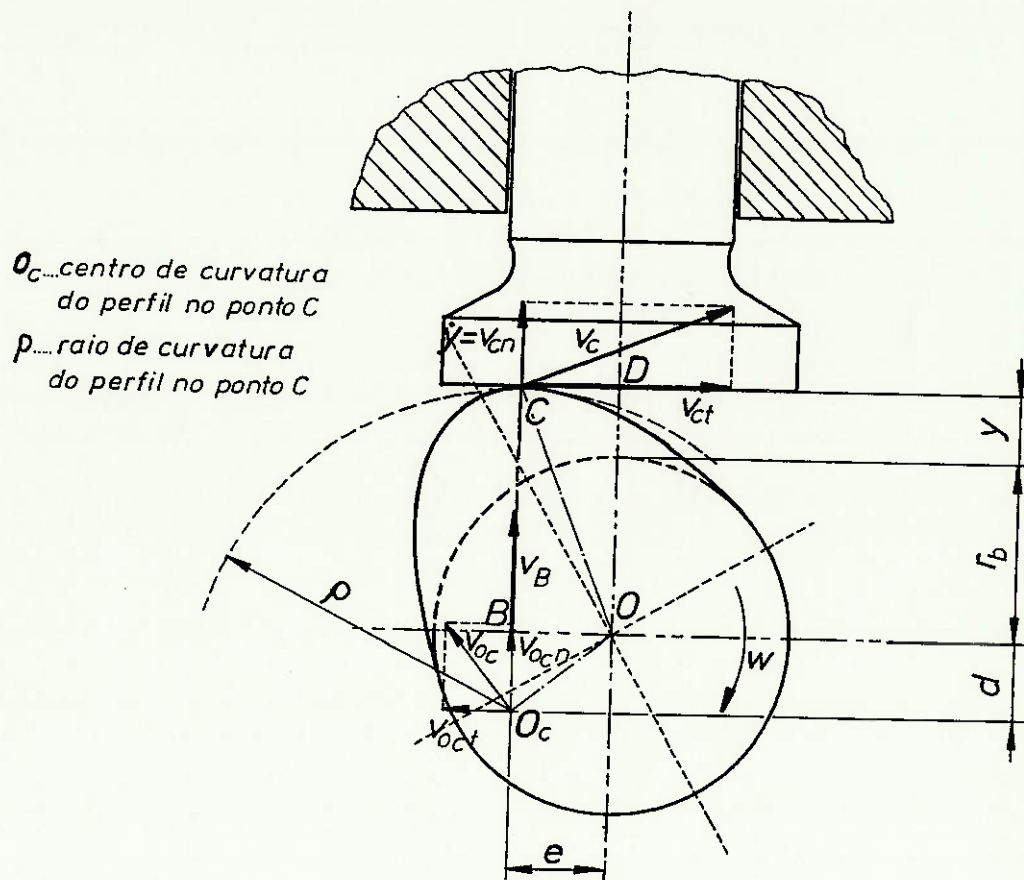


figura 4.35

Determinemos agora o raio de curvatura de um ponto genérico do perfil do camo.



A velocidade do ponto B é dada por:

$$\vec{V}_B = \vec{\omega} \wedge \vec{OB} \Rightarrow V_B = \omega \cdot e$$

Como o camo pode ser considerado rígido e por hipótese não há separação entre a sapata do tucho e o perfil do camo, para não destruir o par cinemático:

$$\dot{y} = V_{cn} = V_B = \omega \cdot e \Rightarrow \dot{y} = \omega e \quad (1)$$

$$\vec{V}_{oc} = \vec{\omega} \wedge \vec{OO_c} \Rightarrow \vec{V}_{oc} = \vec{V}_{ocn} + \vec{V}_{oct} = \vec{\omega} \wedge (\vec{e} + \vec{d})$$

$$V_{ocn} = \omega \cdot e$$

$$V_{oct} = \omega \cdot d \quad (2)$$

mas como o raio de curvatura é sempre normal à sapata:

$$V_{oct} = \frac{de}{dt} \quad (3)$$

substituindo (2) em (3)

$$Voc_t = \frac{de}{dt} = w \cdot d \quad (4)$$

$$\text{como } \ddot{y} = \frac{d^2y}{dt^2}, \text{ de (1) : } \dot{y} = w \frac{de}{dt} \quad (5)$$

$$(4) \text{ em (5) : } \ddot{y} = w \cdot w \cdot d = w^2 \cdot d \Rightarrow d = \frac{\dot{y}}{w^2} = \frac{1}{w^2} \cdot \frac{d^2y}{dt^2}$$

O raio de curvatura é dado por:

$$\rho = y + r_B + d$$

$$\rho = y + r_B + \frac{\ddot{y}}{w^2}$$

Lembrando que

$$\ddot{y} = \frac{d^2y}{dt^2} = w^2 \frac{d^2y}{d\theta^2}, \text{ temos que}$$

$$\rho = y + r_B + \frac{d^2y}{d\theta^2}$$

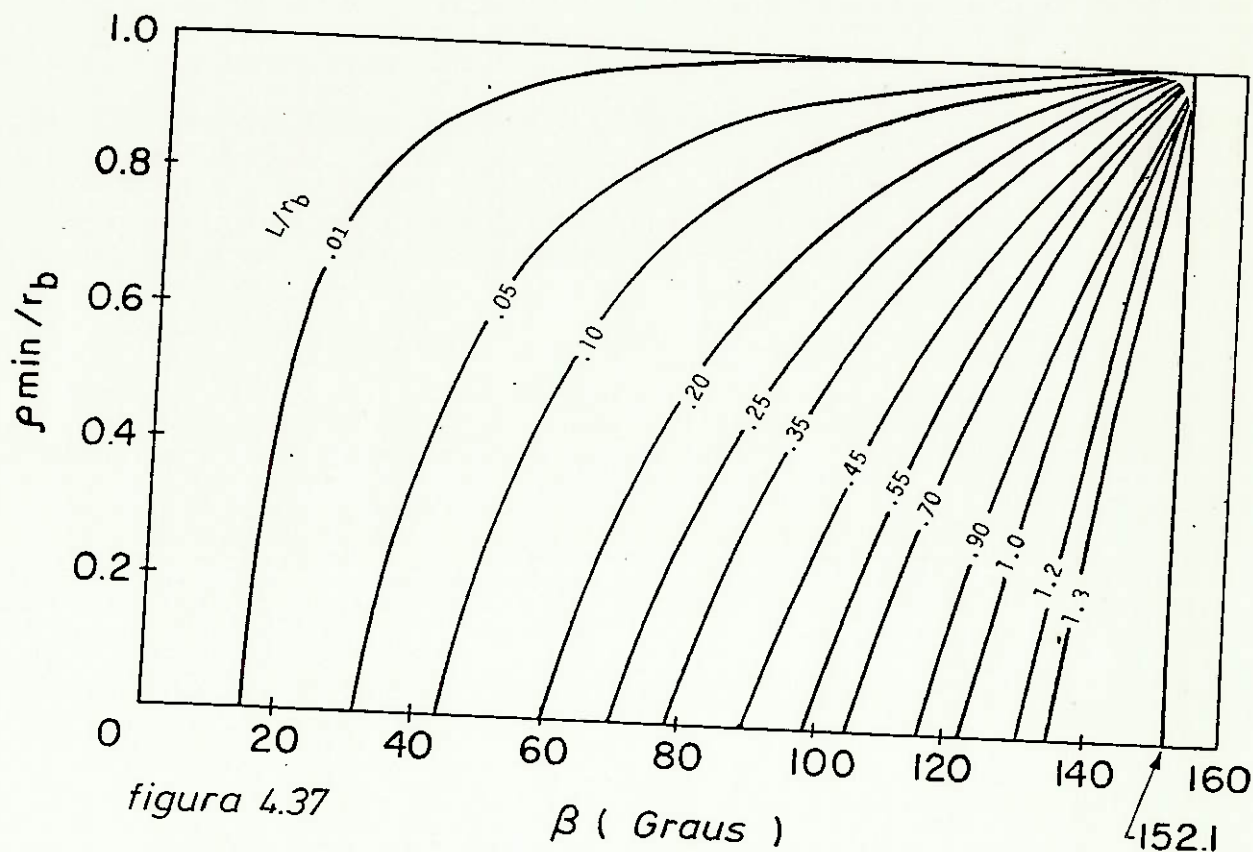
O raio de curvatura mínimo do perfil será o raio do ponto em que a aceleração negativa seja máxima.

Logicamente, este raio de curvatura não poderá ser negativo (trecho côncavo) e além disto, devemos ter um valor positivo razoável, para provocarmos tensões de compressão admissíveis. Quanto maior for o módulo das acelerações negativas, maior será o raio de base necessário para manter o raio de curvatura dentro de padrões aceitáveis.

Para os seguidores roletados, devido ao fenômeno da interferência ("Undercutting"), devemos ter o raio do rolete menor que o mínimo raio de curvatura do perfil do camo.

Normalmente o acabamento dos camos é feito por retificação e como o rebôlo se comporta como um seguidor de rolete, também devemos ter que o raio do rebolo máximo será igual ao mínimo raio de curvatura do perfil do camo.

Na literatura especializada existem nomogramas que fornecem o mínimo raio de curvatura em função do raio de base, do curso do tucho e do deslocamento angular de avanço ou retorno. A obtenção destes diagramas foge ao escôpo deste trabalho e um exemplo pode ser encontrado na figura 4.37, para movimento cicloidal.



Diâmetro do eixo de camos

Outro fator limitante do raio de base do camo é o raio do eixo de comando. O raio de base não poderá ser menor que o raio do eixo, a não ser em construções especiais em que o diâmetro da sapata do tucho seja menor que a largura do camo.

No ítem 4.5, quando fizermos a análise dinâmica do mecanismo, tendo determinado os esforços que o tucho aplica sobre o camo, poderemos fazer o pré-dimensionamento do eixo, li

mitando inferiormente o valor do raio de base.

Uma boa opção construtiva é adotar o raio de base (segundo este critério) ligeiramente maior que o raio do eixo e o raio dos mancais ligeiramente maior que o máximo raio do perfil do camo.

Largura dos camos

A largura dos camos é dimensionada para limitar as tensões de compressão entre tucho e camo. Como o perfil do camo é responsável pela característica cinemática do movimento da válvula, deixamos para a largura a função de suportar a carga aplicada pelo tucho.

O carregamento sobre o camo é alternado, com máxima intensidade dependendo da posição sobre o perfil, resulta que o fenômeno da fadiga é crítico para o camo.

A tensão de contato deve ser limitada não só pelo fenômeno da fadiga mas também para reduzir desgaste, vibrações, deformações, etc.

A tensão de compressão pode ser calculada para o par tucho / camo utilizando-se o critério de Hertz que para dois cilindros pode ser expresso por:

$$\sigma_{\max} = 0,564 \left[\frac{\frac{p}{b} (\rho_1 + \rho_2)}{\rho_1 \cdot \rho_2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/2}$$

onde p = esforço normal entre camo e seguidor (máximo)

b = largura do camo

ρ_1, ρ_2 = raio de curvatura do camo e do seguidor respectivamente

μ_1, μ_2 = coeficiente de Poisson do camo e seguidor respectivamente

E_1, E_2 = módulo de elasticidade do camo e seguidor respectivamente

Para seguidores de sapata plana, $f_2 = \infty$ e portanto

$$\lim_{f_2 \rightarrow \infty} \frac{f_1 + f_2}{f_1 \cdot f_2} = \lim_{f_2 \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{f_2} + \frac{1}{f_1} \right) = 1/f_1$$

Assumindo o coeficiente de Poisson $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,03$ (hipótese válida quando trabalhamos com metais), obtemos:

$$b_{\min} = \frac{P_{\max}}{K f_1} \quad \text{onde} \quad K = \frac{\sigma_{\max}}{0,35} \left[\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right] = f \text{ (materiais)}$$

Os valores de K podem ser obtidos na literatura especializada. Como valores de referência podemos utilizar a tabela abaixo, para seguidores de sapata, 100 milhões de ciclos de vida e 9% de ação de escorregamento (obs - observa-se que o atrito não modifica muito as tensões de rolamento puro e, acrescentando 9% do valor dessa tensão podemos obter valores de K bastante razoáveis.)

Material do camo	Material do tucho	K	A	B
Aço ferramenta, 60-62 HRC	SAE 1020, carbonetado 50-60 HRC	72,1	13,20	111,73
Aço ferramenta, 60-62 HRC	SAE 4150, tratado termicamente (270-300 HB)	19,7	17,86	138,28
Aço ferramenta, 60-62 HRC	SAE 4150, trat.tem. (270-300 HB), fosfatizado.	59,8	15,47	128,30
Aço ferramenta, 60-62 HRC	Ferro fund. cinzento, classe 45, 220-240 HB	7,3	3,77	33,88
Aço ferramenta, 60-62 HRC	Nylon MC 901	6,2	17,04	123,74
SAE 4340, trat.termicamente, 320-340 HB, fosfatizado	SAE 4340, trat.termicamente, 320-340HB, fosfatizado	35,8	26,19	205,84
Ferro fund. nodular 207-241 HB	Ferro fund. nodular 207-241 HB	12,1	4,18	37,61

Observa-se experimentalmente que aumentando-se a carga diminui-se a vida do camo de forma logarítmica conforme a curva da figura 4.38.

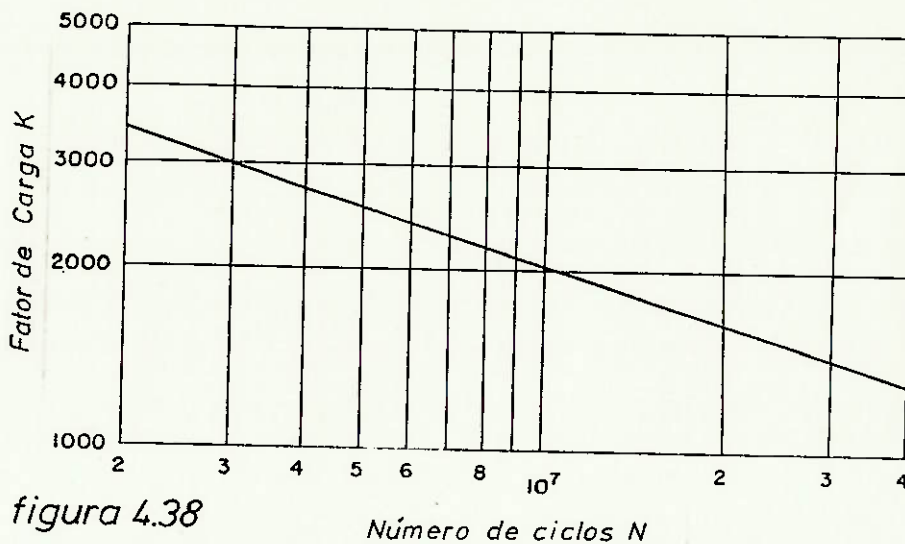


figura 4.38

Número de ciclos N

A carga P será calculada em função da posição angular sobre o perfil do camo no próximo ítem. Para o cálculo da largura do camo, devemos encontrar o máximo valor da razão entre a carga e o raio de curvatura (P/ρ), que são funções da posição angular Θ , e dividi-la pela constante K.

A constante K para qualquer vida N (em número de ciclos) será dada por:

$$\log K = \frac{B - \log N}{A}$$

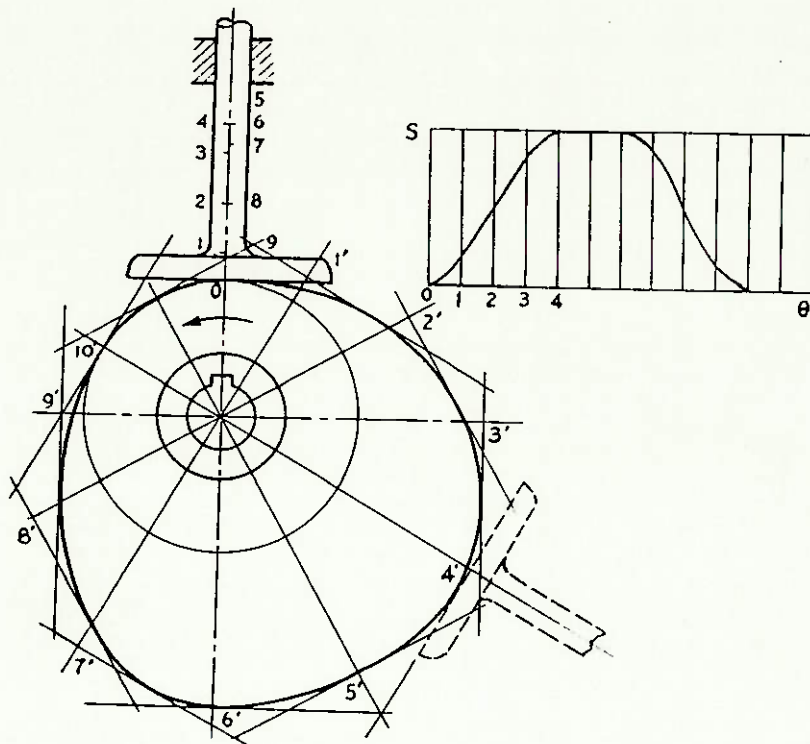
A e B podem ser encontrados na tabela acima.

4.4. Construção do perfil do camo

Após termos definido o programa de movimento do tucho e as dimensões do cilindro primitivo do camo estamos aptos a construir o perfil do mesmo.

Inicialmente eram utilizados métodos gráficos, justificados pelas dificuldades de fabricação. A figura 4.39 mostra a cons

tração gráfica do perfil onde dividimos o diagrama de deslocamentos em N partes e para cada posição angular definida marcamos o valor $r_b + y$, radialmente. Como o ponto diretor genericamente não coincide com o ponto de contato, traçamos normais aos raios pelos pontos obtidos ($r = r_b + y$) e traçamos o perfil tangenciando estas normais.

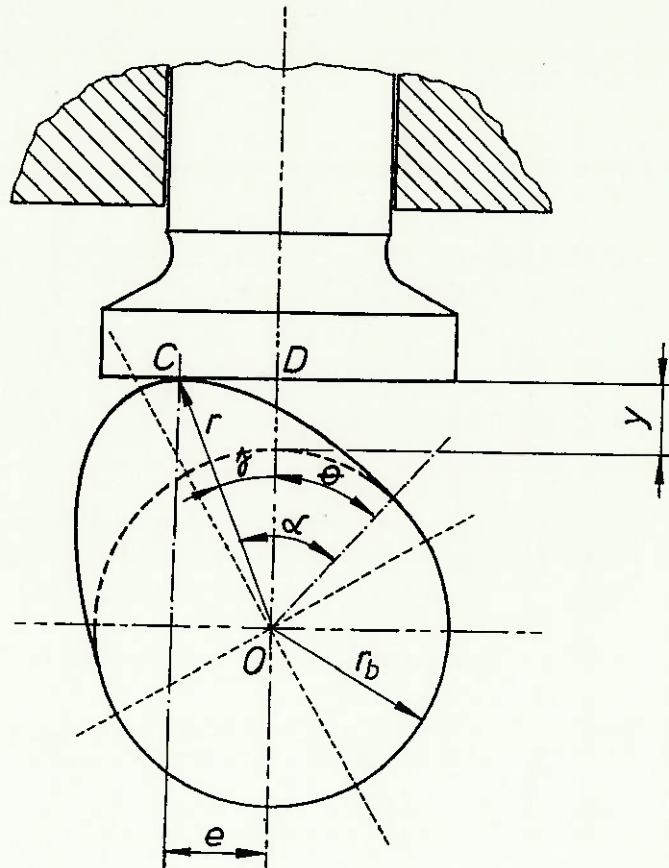


Aperfeiçoados os processos de fabricação com o advento dos tornos copiadores e mais recentemente do controle numérico computadorizado (CNC) foi possível aumentar a precisão de fabricação do perfil. Além disso, vimos que para camos veiculares temos grandes velocidades angulares e conseqüentemente é exigida grande precisão do desenho do perfil tornando o processo gráfico insatisfatório. É utilizado então o processo analítico de construção do perfil do camo, o qual será desenvolvido

abaixo.

Tucho: $y = f(\theta)$

Camo: $r = f(\alpha)$



Do triângulo OCD:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{e}{y + r_b} \quad \varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[\frac{e}{y + r_b} \right]$$

O ângulo α é dado por:

$$\alpha = \theta + \varphi \Rightarrow \alpha = \theta + \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[\frac{e}{y + r_b} \right]$$

como $e = \frac{dy}{d\theta}$

$$\Rightarrow \alpha = \theta + \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[\frac{dy/d\theta}{y + r_b} \right]$$

Pelo Teorema de Pitágoras:

$$r = \sqrt{e^2 + (y + r_b)^2}$$

$$r = \left[\left(\frac{dy}{d\theta} \right)^2 + (y + r_b)^2 \right]^{1/2}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Portanto } r = f_1 (y, \Theta) \\ \alpha = f_2 (y, \Theta) \end{array} \right\} r = f (\alpha)$$

Assim, definido um ponto sobre os diagramas cinemáticos $(\Theta, y, dy/d\Theta)$, podemos obter através das relações acima o ponto correspondente sobre a superfície do camo (r, α) .

4.5. Determinação de esforços sobre o mecanismo rígido

As forças que agem sobre o mecanismo podem ser classificadas em:

- 1 - Forças de Inércia das massas aceleradas
- 2 - Força da mola de retorno
- 3 - Forças de contato entre as peças
- 4 - Forças de atrito
- 5 - Forças externas (pressão do gás sobre a válvula)
- 6 - Peso próprio das peças

As forças de pressão sobre as válvulas podem ser desprezadas pois quando estas são elevadas, aquelas encontram-se fechadas, sendo apenas comprimidas contra sua sede. Quando as válvulas estão abertas (processos de admissão e escape), as pressões são baixas. (Para um cálculo preciso, devemos considerar estas forças, principalmente quando da abertura da válvula de escape em que as pressões são da ordem de 10 bar).

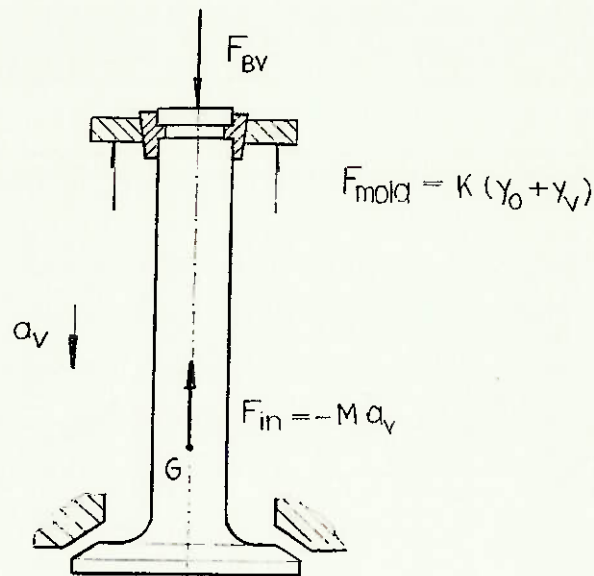
O peso próprio das peças pode ser também desprezado face as acelerações do sistema (até 450 vezes a aceleração da gravidade) para o caso de Motores Diesel.

Para um estudo inicial das forças sobre o mecanismo rígido podem ser desprezadas também as forças de atrito.

Assim, as forças que agem sobre a válvula estão repre--

sentadas na figura 4.41.

figura 4.41



onde: F_{BV} = força que o balancim aplica sobre a válvula.

Y_0 = deslocamento de pré-carga da mola.

F_{in} = força de inércia.

M = massa total do conjunto da válvula.

Pelo equilíbrio das forças:

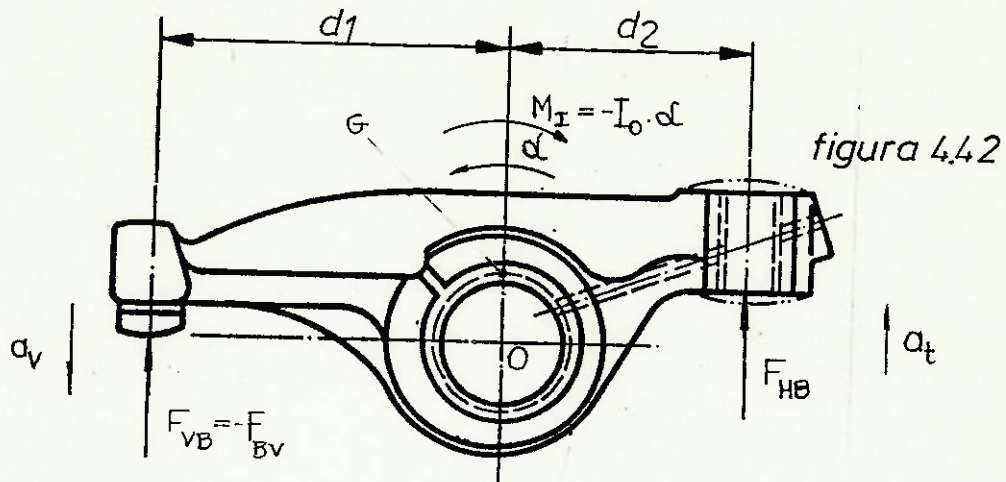
$$F_{BV} = F_{mola} + F_{in}$$

$$F_{BV} = K (Y_V + Y_0) + m \cdot a_V \quad (1)$$

A massa total do conjunto da válvula (m) é composta por todas as massas alternativas acionadas pelo balancim, a saber:

- . válvula
- . prato da válvula
- . peças de fixação
- . uma parte da massa da mola (normalmente adotado um terço).

Calculemos agora os momentos torsores aplicados sobre o balancim. A figura 4.42 representa os momentos torsores que agem sobre a peça.



onde: $\alpha =$ aceleração angular do balancim $= \frac{\alpha_t}{d_2} = \frac{\alpha_v}{d_1}$

$I_0 =$ Inércia rotacional do balancim em relação a seu eixo de rotação (ponto O).

$M_I = I_0 \times \alpha =$ momento de inércia do balancim em relação ao eixo normal ao plano do papel passando pelo ponto o.

$F_{VB} =$ força que a válvula aplica sobre o balancim.

$F_{HB} =$ força que a haste aplica sobre o balancim.

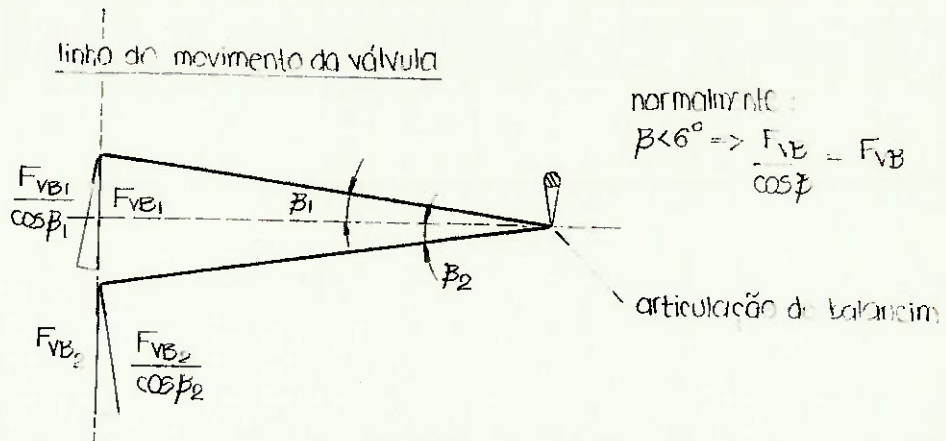
Pelo equilíbrio de momentos:

$$F_{HB} \cdot d_2 - M_I - F_{VB} \cdot d_1 = 0$$

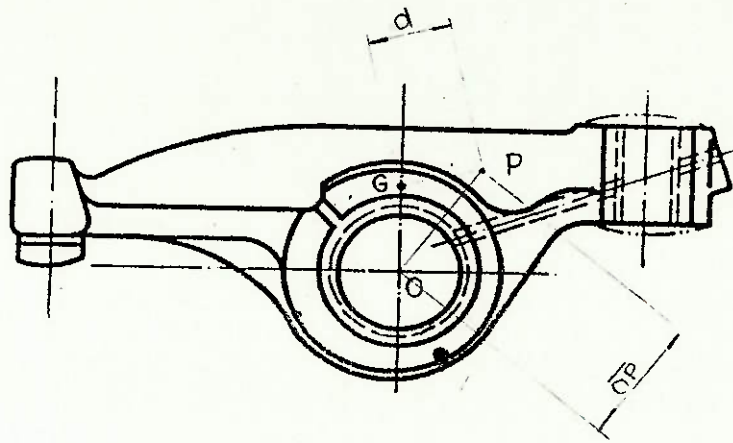
$$F_{HB} = \frac{I_0 \cdot \alpha + F_{VB} \cdot d_1}{d_2} \quad (2)$$

Como pode-se notar pela figura 4.43, os momentos das forças do contato F_{VB} e F_{HB} deveriam ser corrigidas por um fator $\cos \beta$. Porém, como estes ângulos β são pequenos, o erro co

metido ao desprezar este efeito é menor que 0,5%.



A determinação da inércia rotacional do balancim pode ser feita analiticamente (muito facilmente com o auxílio de uma estação de CAD) ou experimentalmente, segundo o método abaixo:



Inicialmente é feita a determinação do centro de gravidade da peça, suspendendo-a por 2 pontos quaisquer. O baricentro (G) estará no encontro das verticais que passam por estes pontos.

A inércia rotacional do balancim pode ser determinada experimentalmente através de uma analogia a um pêndulo simples, fazendo a peça oscilar em torno de um centro P e medindo a frequência de oscilação:

$$I_p = \frac{m \cdot d \cdot g}{4 \pi^2 f^2}$$

onde I_p = inércia rotacional em relação ao eixo de oscilação
(ponto P)

m = massa do balancim

d = distância entre o centro de oscilação P e o centro
de massa G

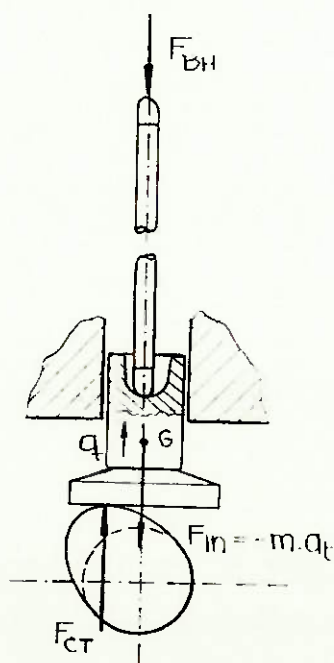
f = frequência de oscilação

Como a inércia rotacional que nos interessa é em relação ao centro de rotação do balancim (O) devemos alterar o pólo P para C, no cálculo da inércia rotacional, através do Teorema de Steiner:

$$I_o = I_p + m \cdot \overline{op}^2$$

Assim, com o auxílio da relação (2) poderemos calcular a força F_{BH} , que a haste aplica sobre o balancim. Pelo princípio da ação e reação, esta força F_{BH} terá o mesmo módulo que a força de compressão que atua sobre a haste (FBH).

Aplicando-se a 2a lei de Newton para o conjunto haste/tucho, desprezando-se o movimento lateral da haste, e os atritos, teremos:



$$F_{ct} = F_{BH} = (m_t + m_h) \cdot a_t$$

onde: m_t = massa do tucho

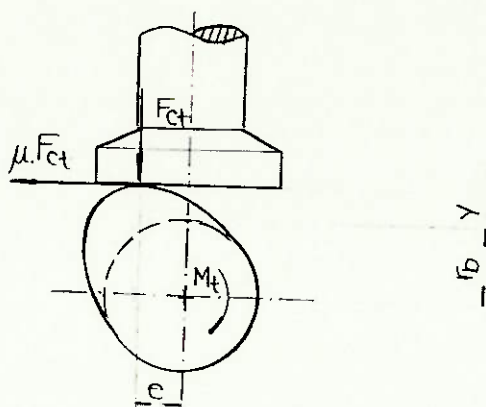
m_h = massa do haste

a_t = aceleração do tucho

F_{CT} = força que o camo aplica no tucho

F_{BH} = força que o balancim aplica na haste

O momento torsor instantâneo necessário para o acionamento no eixo comando de válvulas será dado, desprezando o atrito por:



$$M_t = F_{ct} \cdot e \quad \text{onde } e = \text{excentricidade do ponto de contato.}$$

Considerando o atrito camo/tucho, o momento torsor será dado (vide figura 4.45) por, (onde μ é o coeficiente de atrito de deslizamento entre camo e tucho):

$$M_t = F_{ct} \cdot e + \mu \cdot F_{ct} \cdot (y + r_b)$$

É evidente que este momento torsor é necessário para o acionamento de apenas uma válvula. Assim, para o cálculo do momento total deveremos somar o momento necessário para as válvulas de admissão e escape, devidamente defasadas. No caso de motores multicilíndricos, devemos ainda somar o diagrama n vezes, defasados do intervalo de ignição, onde n é o número de cilin-

dros (figura 4.46).

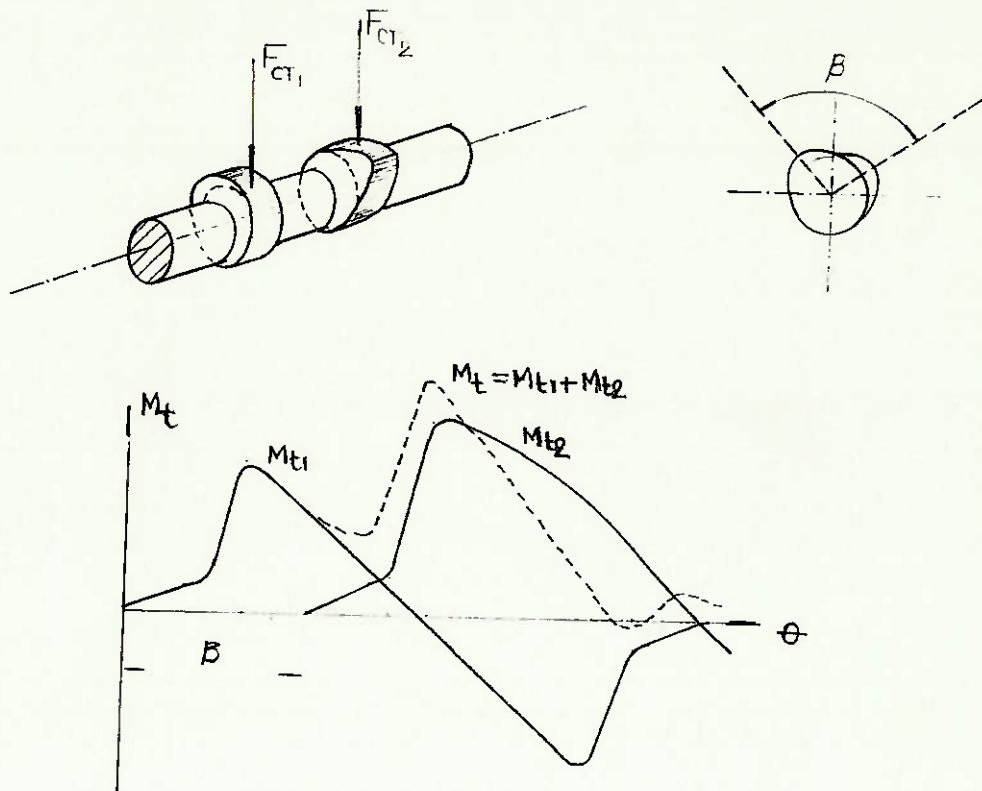


figura 4.46

O momento de atrito nos mancais do eixo comando pode ser calculado por:

$$M_{at} = \mu \cdot \sum_{i=1}^n N_i \cdot \frac{d}{2}$$

onde μ = coeficiente de atrito eixo/mancal.

$\sum_{i=1}^n N_i$ = força normal total sobre o eixo.

d = diâmetro dos mancais.

O torque de acionamento do eixo comando é igual ao momento médio compondo-se os diagramas de momento de acionamento e momento de atrito.

Além do diagrama de momentos torsores instantâneo, pode

mos através das forças no camo, obter também os diagramas de momentos fletores e força cortante e assim ter os diagramas de carregamento para a verificação do dimensionamento do ei xo comando de válvulas.

Uma observação final deve ser feita sobre o cálculo da constante elástica da mola de retorno. Em qualquer ponto da trajetória devemos ter que a força aplicada na válvula pela mola seja maior que a soma vetorial das outras forças aplicadas sobre a válvula, para assegurar o contato entre válvula e balancim. Não deve ser muito maior porque haveria um amen to de esforços de contato, acionamento e desgastes, porém de ve haver uma reserva para compensar o atrito interno e tolerâ ncias de fabricação da mola. Fixada assim o valor da força na mola e como os deslocamentos correspondentes já haviam si do fixados no estabelecimento do diagrama de deslocamentos da válvula, determinamos a constante elástico da mola (K).

5. Considerações sobre a elasticidade do mecanismo

5.1. Introdução

Toda a análise desenvolvida até este ponto, considera as peças com rigidez infinita, o que naturalmente é uma hipótese falsa. Vimos que as grandes acelerações das peças (de até centenas de vezes a aceleração da gravidade) provocam esforços de inércia bastante grandes, que irão deformar elasticamente os componentes do mecanismo, fazendo o programa de movimento das válvulas diferir consideravelmente daquele esperado com a hipótese de rigidez infinita. É claro que estes efeitos são mais significativos para motores com altas velocidades devido às maiores acelerações presentes.

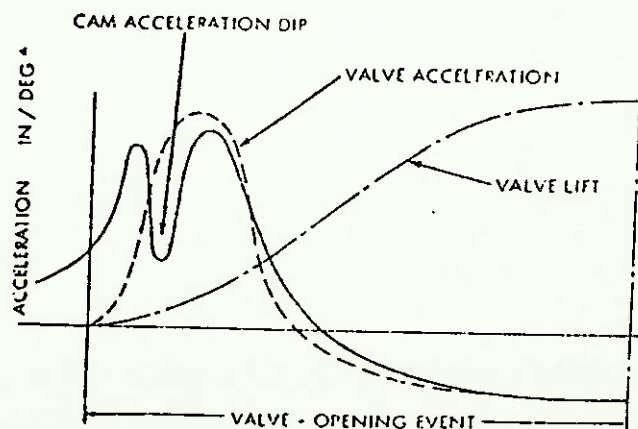
Neste capítulo procuraremos prever estas deformações elásticas, quantificando-as, e somá-las ao movimento esperado da válvula para obter o programa de movimentos do comando necessário.

Outro problema a ser considerado é que devido à grande variação da velocidade do motor poderíamos excitar o sistema com uma frequência igual à frequência natural de oscilação deste, atingindo uma condição de ressonância que destruiria por completo o programa de movimento da válvula.

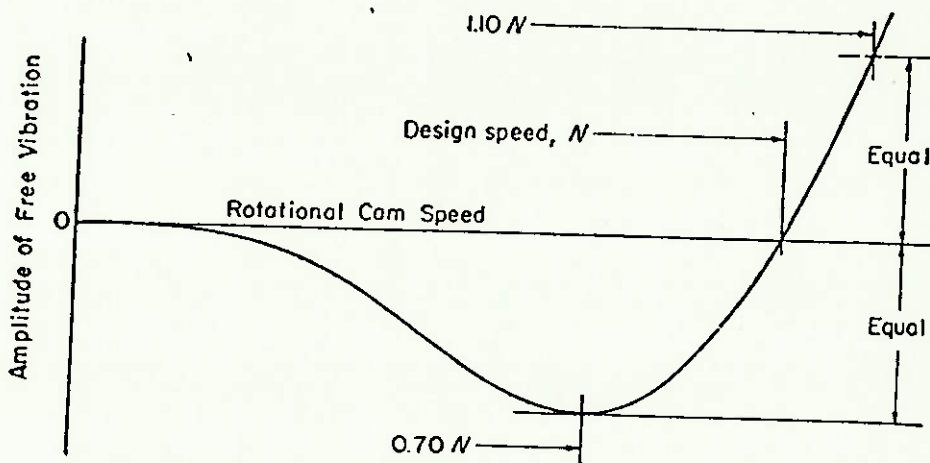
Convém notar que mecanismos com eixo-comando situado no bloco do motor são menos rígidos que os mecanismos de motores com eixo no cabeçote. Para os primeiros, que tem uma frequência natural menor (da ordem de 500 a 900 Hz) as velocidades máximas são mais baixas (de 3000 a 6000 rpm), limitadas pela condição de ressonância do mecanismo de comando de válvulas. Para o segundo tipo as frequências naturais são da ordem de 5000 Hz e as velocidades máximas poderiam chegar a 12000 rpm apenas considerando a condição de ressonância. Pa-

ra este tipo de motor, as limitações são a nível de esforços e tensões entre as peças, limitando as acelerações das mesmas e conseqüentemente a máxima velocidade do motor.

Quando é iniciada a movimentação do tucho, temos a eliminação de todas as folgas do mecanismo, estabelecendo-se o contato efetivo entre elas. A seguir, um pequeno trecho do deslocamento do tucho é utilizado para vencer a pré-carga imposta pela mola de retorno. Apenas então inicia-se o movimento da válvula e as acelerações crescem rapidamente para a abertura da válvula. Neste trecho de movimento devido às deformações elásticas há um aumento da Energia Potencial Elástica do mecanismo que é transmitido à válvula através de uma onda de choque. Quando esta onda atinge a válvula existe a tendência de uma grande aceleração da mesma, em relação as acelerações quase-estáticas, distorcendo o programa de movimentos. Este efeito é anulado com uma redução na aceleração fornecida pelo camo neste instante, provocando um vale na curva de acelerações, tal que a composição das acelerações induzida pelo camo e resultante da liberação de Energia Potencial Elástica seja a aceleração esperada na válvula.



A limitação principal deste método de projeto é de que a compensação dos efeitos de elasticidade só pode ser feita em uma rotação determinada do motor e que será denominada velocidade característica de projeto, na qual o mecanismo estará dinamicamente otimizado. A razão disto é que a frequência da onda de choque é uma característica própria do sistema, independentemente da velocidade do motor. O projeto ideal seria aquele em que o perfil do camo variasse em função da velocidade do motor, o que nos dias de hoje ainda é impossível. Em velocidades diferentes da velocidade de projeto o mecanismo não estará otimizado, ocorrendo distorções no programa de movimentos da válvula e também vibrações. A figura abaixo ilustra a amplitude de vibração da válvula versus a velocidade do motor:



5.2. O método "Polydyne" de Projeto

O Método "Polydyne" foi proposto por D. W. Dudley em 1948, revolucionando os métodos de projeto de camos. "Polydyne" é a fusão entre as palavras "polynomial" e "dynamics" que em síntese são as duas fases do método proposto, ou seja,

os programas de movimento de peças (válvulas, tuchos, etc...) e o perfil do camo são estabelecidos através de polinômios e a seguir são introduzidas no próprio perfil do camo as características dinâmico-elásticas do mecanismo.

A primeira fase do projeto consiste em estabelecer o movimento ótimo para as válvulas, visando maximizar os fluxos de gases, através de desenvolvimento em protótipos, experiências anteriores ou simulações termodinâmicas do motor. O método de construção dos polinômios é aquele apresentado no item 4.

2.9 - curvas polinomiais, e as condições de contorno normalmente impostas são:

- 1 - fim do avanço $\implies y = d$
- 2 - fim do retorno $\implies y = 0$
- 3 - fim do avanço $\implies y = 0$
- 4 - fim do retorno $\implies y = 0$
- 5 - fim do retorno $\implies y = 0$
- 6 - fim do avanço $\implies y = 0$

Estabelecido o programa de movimentos da válvula, o passo seguinte é tentar incorporar ao programa de movimentos do tucho as características dinâmico/elásticas do mecanismo de tal forma que na rotação característica de projeto, apesar de aparentemente os programas de movimentos serem diferentes, obteremos o movimento esperado para a válvula.

Analisemos agora o que acontece com o deslocamento imposto pelo camo ao tucho, até que o mesmo seja transmitido à válvula. Este deslocamento pode ser desdobrado (referidos à curva de levantamentos do tucho) em:

- 1 - Y_1 = deslocamento real do tucho, proveniente do perfil do camo e que devemos encontrar para fornecer o movimento esperado para a válvula.

2 - Y_2 = deslocamento necessário para eliminar todas as folgas do mecanismo.

3 - Y_3 = deslocamento necessário para vencer a pré-carga das peças imposta pela mola de retorno.

4 - Y_4 = deformações elásticas do mecanismo devido às forças existentes entre as peças devido à mola, inércia, pressão do gás, etc.

5 - Y_5 = deslocamento desejado para a válvula.

Devemos satisfazer a seguinte condição:

$$Y_1 = Y_2 + Y_3 + Y_4 + Y_5$$

Logo, se conseguirmos avaliar os três termos do segundo membro que não conhecemos, poderemos obter a curva de deslocamentos do camo.

O deslocamento necessário para eliminar as folgas do mecanismo (Y_2) pode ser calculado através do conhecimento da folga entre balancim e válvula e da relação de alavanca do balancim. Deve-se tomar o cuidado de utilizar-se a folga com o motor quente e o braço de alavanca, quando do início de movimento do tucho. Este valor é constante para todo o ciclo de movimento.

O deslocamento necessário para vencer a pré-carga imposta pela mola (Y_3) pode ser calculado analiticamente através da resistência dos materiais, aplicando-se a pré-carga na "castanha" do balancim. As principais deformações serão devido à flexão do balancim e compressão da haste de acionamento do balancim.

Caso haja a disponibilidade de um protótipo do mecanismo de comando, poderemos obter os dois valores acima por medição direta no motor.

Normalmente estes dois deslocamentos são incorporados ao perfil do camo através de uma "rampa" no perfil, que deverá ter altura total igual à soma entre Y_2 e Y_3 e deverá ter comprimento angular tal que as características cinemáticas do final da mesma coincidam com as características cinemáticas do início da curva de movimentação da válvula. Esta rampa deve ser localizada no início de avanço e final de retorno do tucho e no caso geral a altura das duas rampas não precisa ser a mesma, devido principalmente ao fenômeno da histerese mecânica dos componentes do mecanismo.

Em alguns projetos a rampa é denominada pré-camo, ficando ao camo propriamente dito a responsabilidade pela abertura efetiva da válvula. A figura 5.3 mostra a rampa descrita anteriormente através das características cinemáticas do tucho. A rampa representada é do tipo velocidade constante. Como referência, em grandes motores de aviação são utilizadas rampas com velocidade usual de 0,63 m/s quando da rotação nominal do motor.

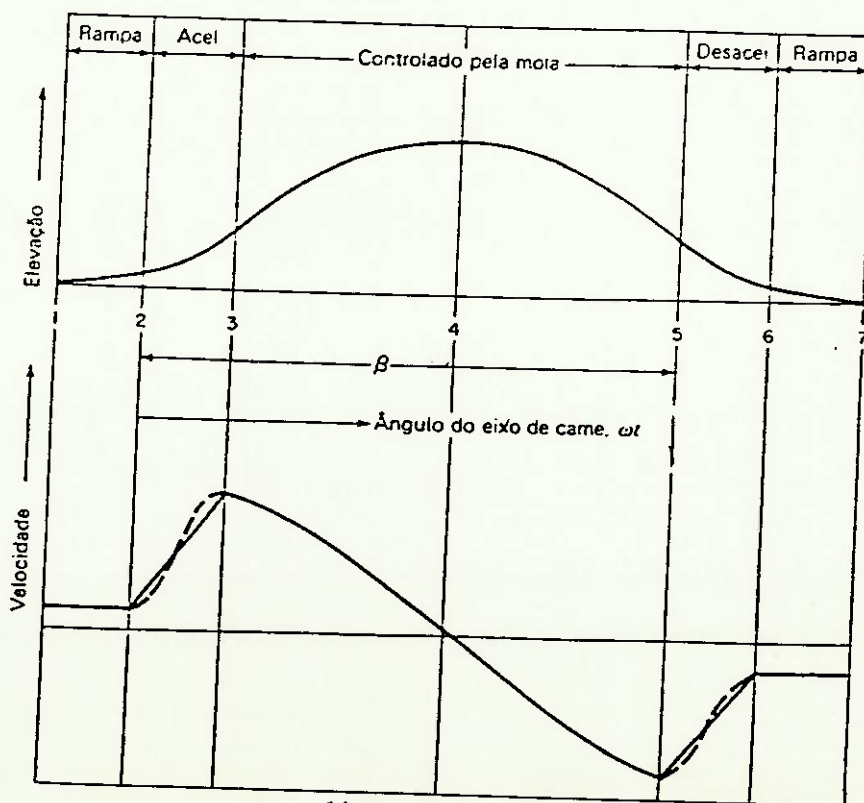


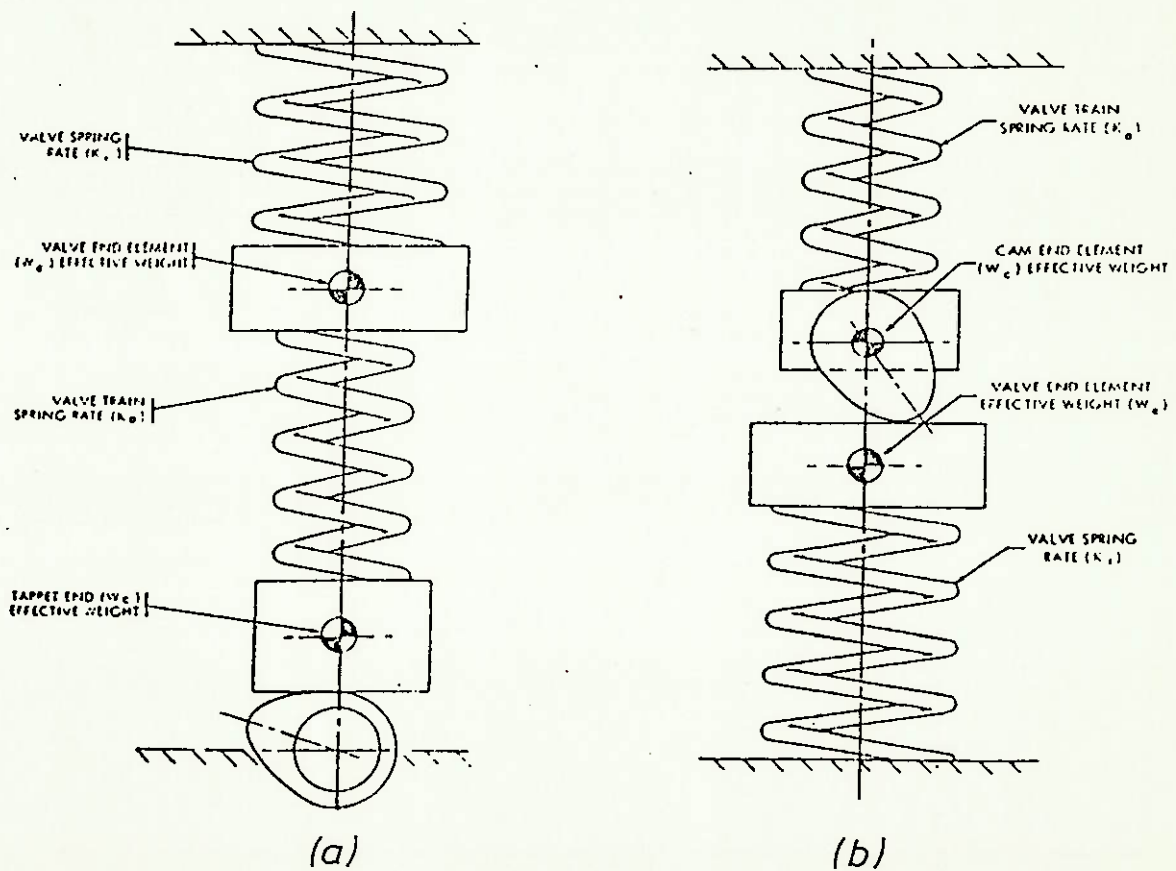
figura 5.3

O último deslocamento a ser estudado é aquele devido às deformações elásticas do mecanismo (Y_4). Esta deformação de verá ser incorporada ao perfil do camo ponto a ponto, já que é função dos esforços no mecanismo e que variam durante todo o ciclo de movimento.

A hipótese fundamental neste ítem é que as deformações elásticas do mecanismo são proporcionais às cargas que agem sobre o mesmo.

Para efeito de cálculo, consideremos toda a elasticidade concentrada na haste. Assim, o sistema pode ser modelado conforme a figura 5.4. A figura (a) representa um mecanismo com o eixo comando no bloco e a figura (b), eixo comando no cabeçote.

figura 5.4



Sob a ação das forças o mecanismo se deforma, segundo a relação:

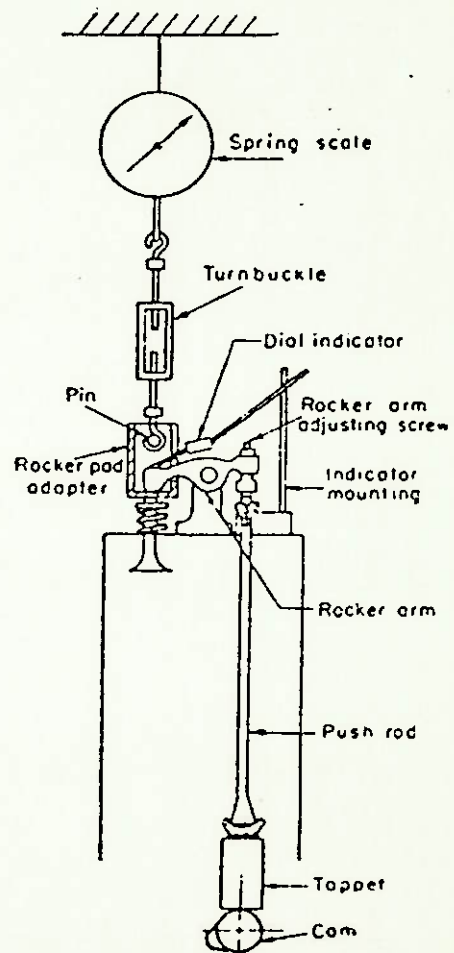
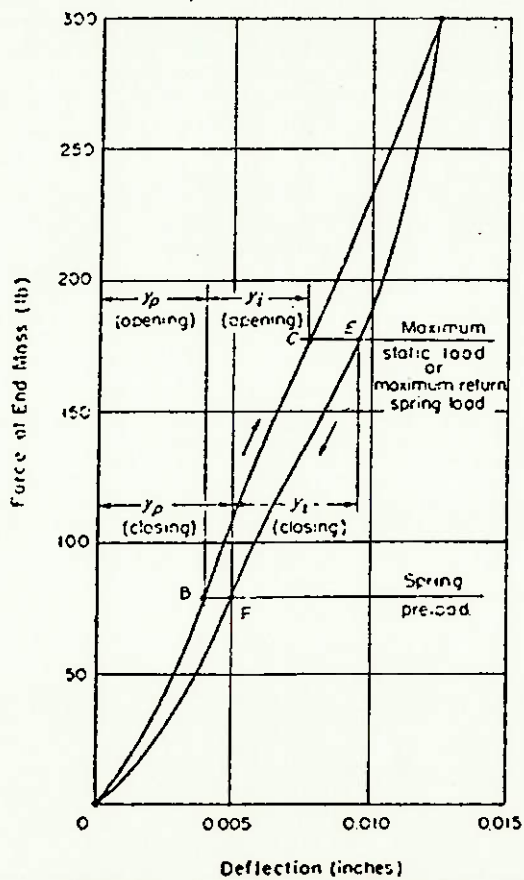
$$Y_4 = \frac{F}{K_0}$$

onde F = força que age sobre a haste.

K_0 = rigidez equivalente do mecanismo.

A determinação de K_0 pode ser feita analiticamente ou experimentalmente. Caso não haja a disponibilidade de um protótipo, deveremos proceder como no cálculo de Y_3 , ou seja determinar as deformações para um certo esforço segundo a resistência dos materiais. Caso haja a disponibilidade do protótipo do motor, poderemos proceder a um ensaio como o representado na figura 5.5, obtendo uma curva de rigidez como a representada.

figura 5.5



As forças que agem sobre a haste já foram determinadas no item 4.5 e portanto poderemos calcular as deformações elásticas do mecanismo.

Compondo-se todos os deslocamentos descritos acima, poderemos obter a curva de levantamentos do tucho que gera a curva esperada na válvula na rotação de projeto. Convém notar que o processo é iterativo pois com a nova curva de deslocamentos do tucho e conseqüentemente novas acelerações do mesmo, obteremos outros valores da força de inércia e em conseqüência novas deformações elásticas e assim por diante.

Alguns autores introduzem dois parâmetros para a análise do mecanismo elástico:

- 1 - relação de rigidez (k_{eq})
- 2 - relação massa/rigidez (w)

Da figura 5.4, temos:

• para a mola de retorno: $F = K_1 \cdot Y_5$

• para o mecanismo: $F = K_2 (Y_1 - Y_5)$

$$\text{Portanto } Y_4 = Y_1 - Y_5 = \frac{K_1}{K_2} \cdot Y_5 \Rightarrow Y_1 = \underbrace{\frac{K_1 + K_2}{K_2}}_{K_{eq}} \cdot Y_5$$

A expressão acima considera apenas a força aplicada pela mola. Para a força de inércia, conhecida a rigidez do mecanismo:

$F = m y_5$ onde $m =$ massa total equivalente movimentada pelo tucho.

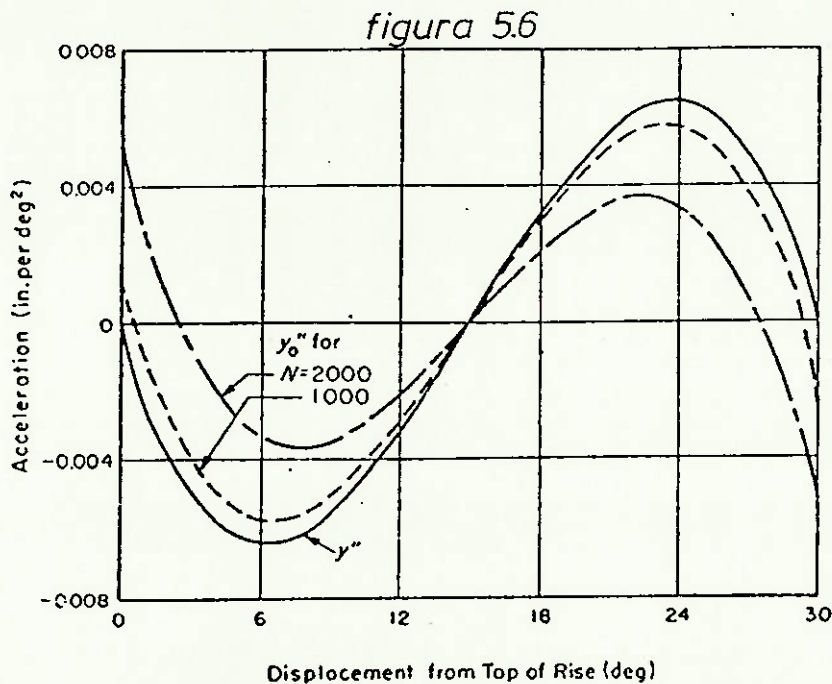
$$Y_4 = \frac{F}{K_2} = \underbrace{\frac{m}{K_2}}_w \cdot y_5$$

A equação do deslocamento fica sendo:

$$Y_1 = Y_2 + \frac{F_{\text{pré carga}}}{K_0} + K_{eq} Y_5 + w Y_5$$

Através da equação acima percebemos porque deveremos ter até derivadas quartas das curvas de deslocamento da válvula, fi nitas: se o deslocamento do tucho é função da aceleração da válvula, a aceleração do tucho será função de uma derivada quarta do deslocamento da válvula.

A figura 5.6 representa a influência da rotação do motor sobre a curva de aceleração do tucho. A linha cheia representa a curva de acelerações obtida considerando-se o mecanismo rígido.



O mesmo efeito é obtido quando aumentássemos a massa dos componentes ou diminuíssemos sua rigidez.

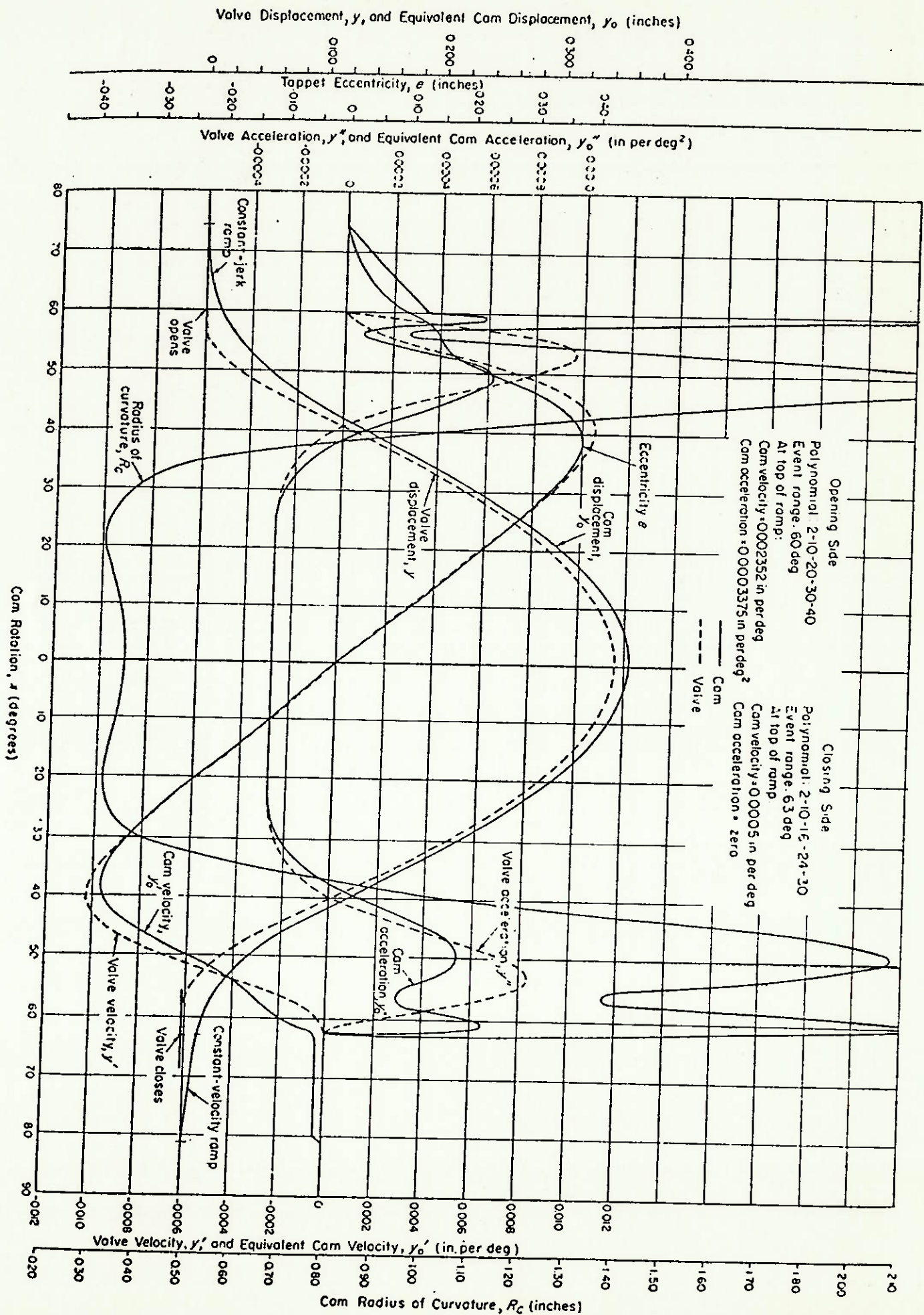
Com o método descrito acima, podemos incorporar as características dinâmico-elásticas do mecanismo ao perfil do camo de tal forma que em baixas velocidades (processo quase-estático) a

curva de deslocamentos da válvula não seja a curva especificada, porém na rotação nominal do motor (tomada como rotação característica de projeto), a curva seja a especificada.

Finalizando, a figura 5.7 apresenta os resultados cinemáticos de um projeto de camo empregando-se o método Polydyne.

O motor em questão tem rotação de 5000 rpm (característica), rigidez do mecanismo de 357 kgf/mm, rigidez da mola de retorno de 5,36 kgf/mm e folgas admitidas nulas no mecanismo de comando de válvulas.

figura 5.7



5.3. Alqumas considerações sobre vibrações

Como foi dito anteriormente, nos motores de combustão interna com eixo-comando de válvulas no bloco o principal fator limitante da rotação máxima do motor é a frequência natural de oscilação do mecanismo de comando.

Neste ítem procuraremos modelar o mecanismo e então encontrar analiticamente esta frequência natural de oscilação.

A figura 5.8 representa um mecanismo típico de comando, sobre o qual faremos nossa análise.

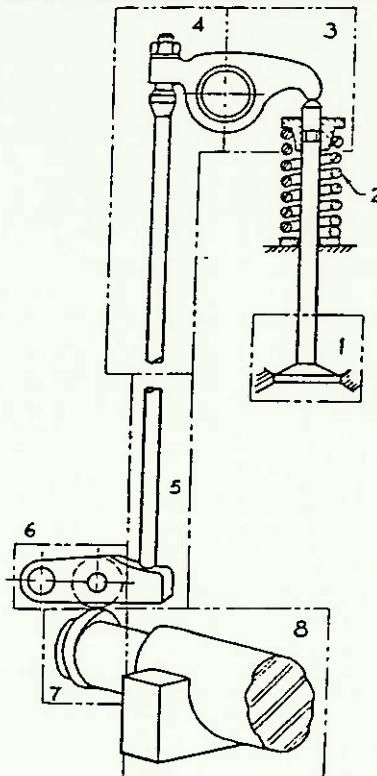
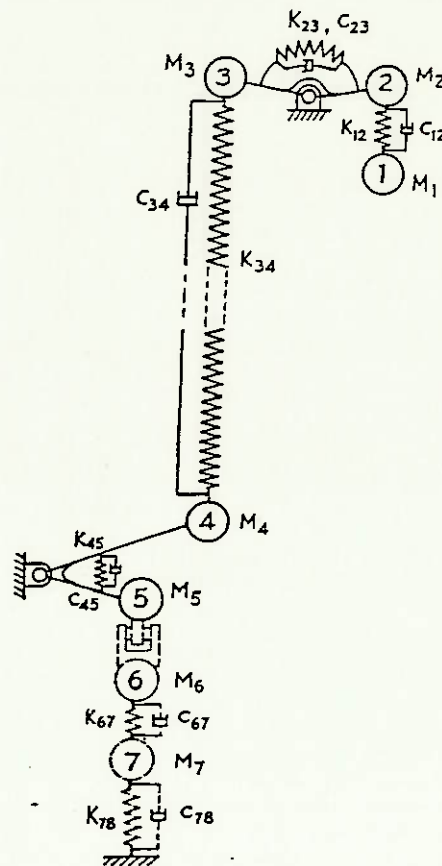
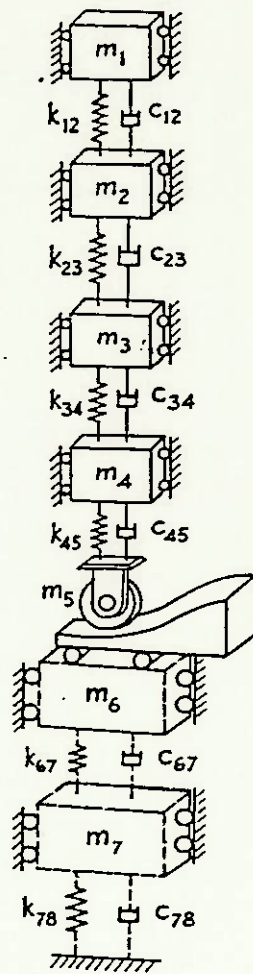


figura 5.8

Para um modelamento próximo à realidade, deveríamos considerar rigidezes e amortecimentos em todas as peças, conforme a figura na folha seguinte:



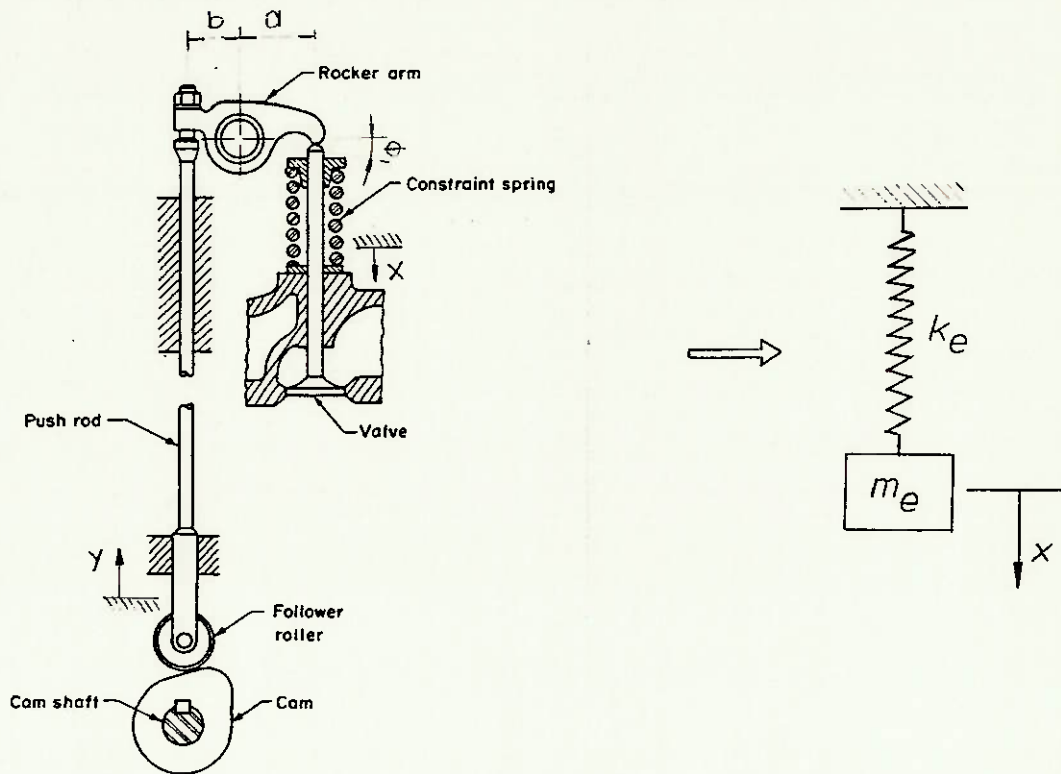
O modelo acima é bastante preciso, considerando inclusive a compressibilidade do óleo nos mancais do eixo-comando. Para o cálculo da frequência natural, o sistema é considerado livre e sem amortecimento, logo podemos retirar os amortecedores. Além disto, podemos utilizar o teorema da equivalência da energia cinética para reduzir as alavancas (balancim e seguidor do camo) a simples massas, conforme o modelo na folha seguinte:



Finalmente, chegamos a um sistema com vários graus de liberdade, que pode ser facilmente resolvido (para o cálculo da frequência natural) por exemplo pelo método de Holzer, obtendo as n frequências naturais dos n modos de vibrar do sistema, onde n é o número de graus de liberdade.

O modelamento sugerido acima foge ao escôpo do trabalho. Poderíamos fazer uma estimativa simplificada considerando o sistema com apenas um grau de liberdade conforme a

figura abaixo:



A energia cinética do sistema é dada por:

$$E_c = \frac{1}{2} \left[m_v + \frac{Mm}{3} \right] \dot{x}^2 + \frac{1}{2} I \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} M_t \dot{y}^2$$

como $\dot{\theta} = \dot{x}/a$ e $\dot{y} = b\dot{\theta}$

$$E_c = \frac{1}{2} \left[m_v + \frac{Mm}{3} \right] \dot{x}^2 + 0,5 I \left[\frac{\dot{x}}{a} \right]^2 + 0,5m_t \cdot \left[\frac{b}{a} \cdot \dot{x} \right]^2$$

A energia cinética do sistema equivalente:

$$E_c = \frac{1}{2} m_e \dot{x}^2$$

Igualando as duas expressões, obtemos:

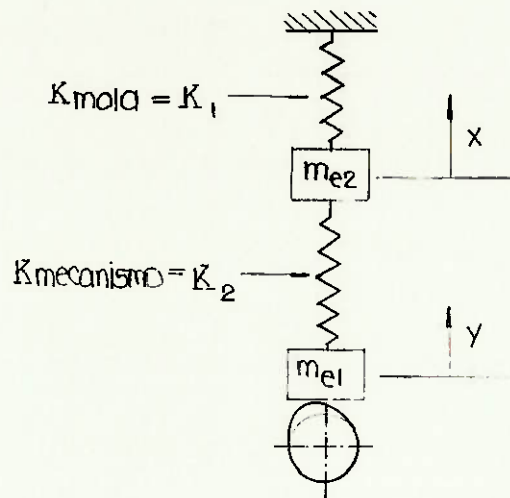
$$m_e = m_v + \frac{Mm}{3} + \frac{I}{a^2} + M_t \left[\frac{b}{a} \right]^2$$

Como estamos considerando apenas a elasticidade da mola, a rigidez equivalente (k_e) será igual à rigidez da mola (k_m).

A frequência natural será dada por

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_e}{m_e}} \text{ (Hz)} ; F_n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} \text{ (rpm)}$$

Poderíamos também modelar o sistema com dois graus de liberdade, considerando toda a elasticidade do mecanismo (menos a da mola) concentrada na haste:



Portanto:

$$\frac{1}{2} m_e \cdot \dot{y}^2 = \frac{1}{2} \frac{m_t}{3} \cdot \dot{y}^2 \Rightarrow m_{e1} = \frac{m_t}{3}$$

$$\frac{1}{2} m_{e2} \cdot \dot{x}^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_t}{3} \cdot \left[\frac{b}{a} \cdot \dot{x} \right]^2 + \frac{I}{2} \cdot \left[\frac{\dot{x}}{a} \right]^2 + \frac{1}{2} \left[m_v + \frac{M_m}{3} \right] \dot{x}^2$$

$$m_{e2} = \frac{m_t}{3} \left[\frac{b}{a} \right]^2 + \frac{I}{a^2} + m_v + \frac{m_m}{3}$$

Escrevendo-se as equações diferenciais do movimento do sistema, pode-se chegar à chamada "equação de frequência":

$$\omega^4 - \left[\frac{k_1 + k_2}{m_{e1}} + \frac{k_2}{m_{e2}} \right] \cdot \omega^2 + \left[\frac{k_1 \cdot k_2}{m_{e1} \cdot m_{e2}} \right] = 0$$

Resolvendo-se a equação biquadrada acima pode-se che-

gar às duas frequências naturais de oscilação do sistema, correspondentes aos dois modos de vibrar:

chamando
$$\frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} = A$$

e
$$\frac{k_1 \cdot k_2}{m_1 \cdot m_2} = B$$

temos:
$$\omega^2 = \frac{A \pm (A^2 - 4B)^{0,5}}{2} \Rightarrow \omega_1, \omega_2$$

6. Aplicação ao Estudo de um Mecanismo de Comando de Válvulas de um Motor Diesel

Este capítulo desenvolve uma análise cinemática e dinâmica de um mecanismo de comando de válvulas atualmente em produção seriada.

As principais características deste motor são:

- . ciclo Diesel, injeção direta, quatro tempos
- . quatro cilindros dispostos linearmente.
- . diâmetro do cilindro de 102 mm e curso do êmbolo de 120 mm
- . cilindrada total de 3,922 litros
- . taxa de compressão de 16,6:1
- . eixo-comando de válvulas único, localizado no bloco do motor e duas válvulas por cilindro.

As curvas características deste motor podem ser vistas na página seguinte.

Na primeira parte do capítulo serão feitos alguns cálculos e desenvolvidas as principais equações das características cinemáticas e dinâmicas do mecanismo.

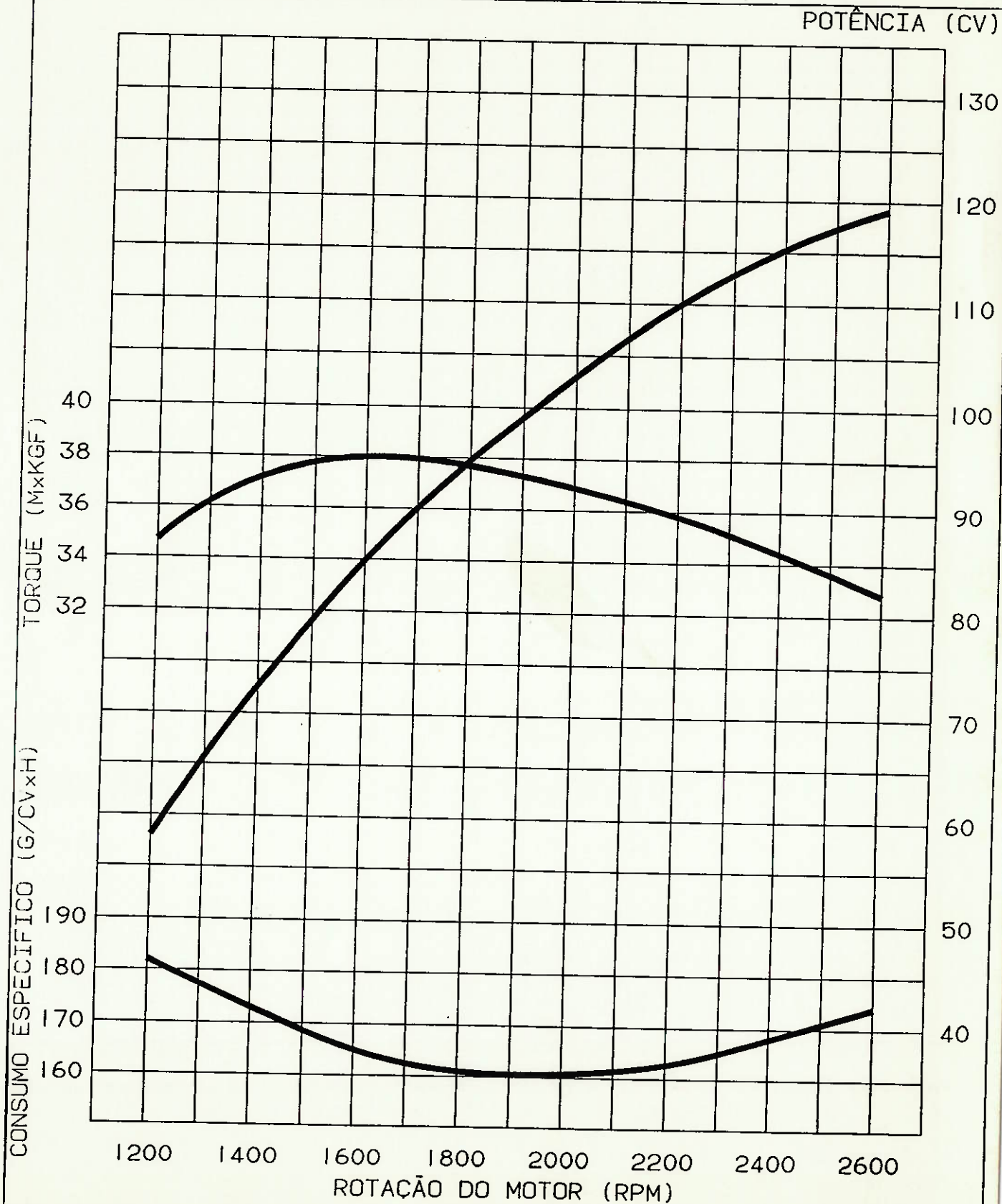
A seguir, com o auxílio de um computador digital, serão fornecidas as referidas características em forma de tabelas com variação de grau em grau.

Estas tabelas serão apresentadas em forma de gráficos para melhor visualização e comparação.

Finalmente, serão tecidos alguns comentários sobre a análise efetuada.

CURVA DE PERFORMANCE

CONFORME NORMA NBR-5484 SEM VENTILADOR



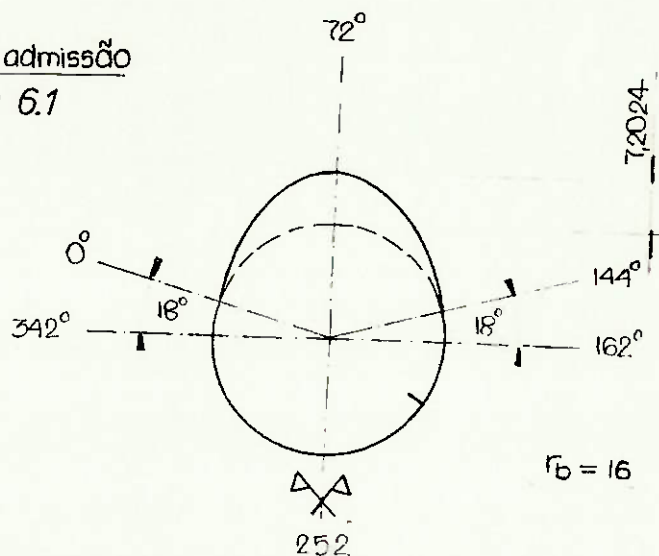
6.1. Principais Equações

Os únicos dados necessários para esta análise foram:

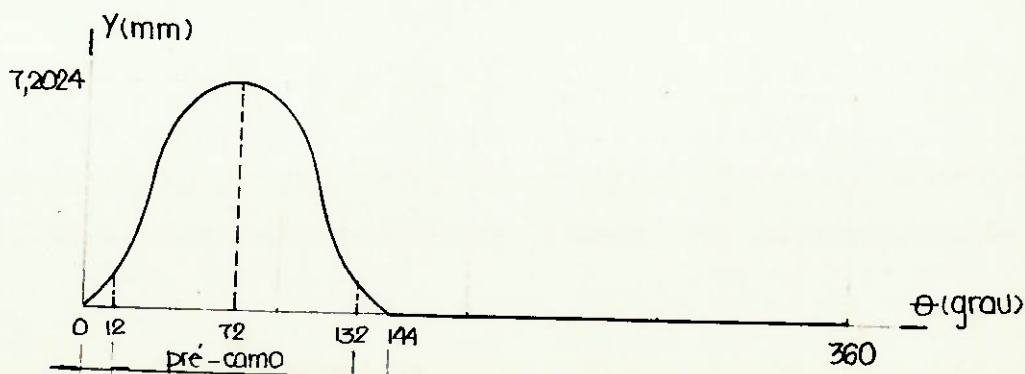
- . características geométricas dos componentes do mecanismo
- . massa destes componentes
- . curva de levantamentos ou deslocamentos do tucho em função da posição angular do eixo-comando
- . rotação máxima do motor

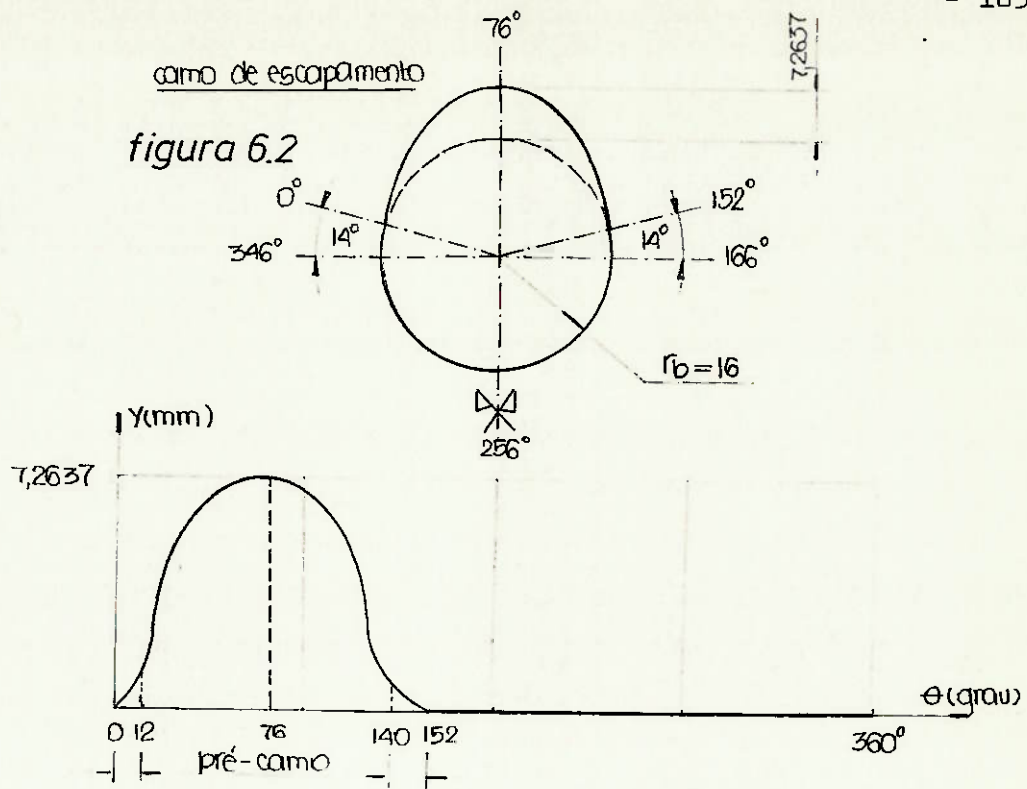
A figura 6.1 apresenta o aspecto de camo de admissão e a respectiva curva de levantamentos do tucho (apenas qualitativa mente). Na figura 6.2, temos a mesma representação para o camo de escape. A coordenada θ significa posição angular do eixo - comando de válvulas ($0 \leq \theta \leq 360$). Note que os dois camos são simétricos (quanto a abertura e fechamento da válvula)

Camo de admissão
figura 6.1



Levantamentos do tucho de admissão





Os gráficos 01 e 02 apresentam quantitativamente as curvas de levantamento dos tuchos de admissão e escapamento e os perfis dos respectivos camos obtidos por construções gráficas via CAD-CAM. Note que para $0 \leq \theta \leq 41^\circ$ o perfil é o mesmo. O gráfico 03 apresenta as mesmas curvas em coordenadas cartesianas.

A construção das curvas de velocidade, acelerações e pulsos é feita diferenciando-se sucessivamente a função levantamento versus θ . Como não dispomos de uma função analítica que represente o perfil, calculamos as derivadas numericamente, pela sua definição:

$$v(\theta) = \frac{dy(\theta)}{d\theta} = \frac{y(\theta_2) - y(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1}$$

$$a(\theta) = \frac{dv(\theta)}{d\theta} = \frac{v(\theta_2) - v(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1} \quad \text{onde } \theta_2 > \theta_1$$

$$p(\theta) = \frac{da(\theta)}{d\theta} = \frac{a(\theta_2) - a(\theta_1)}{\theta_2 - \theta_1}$$

Sendo a curva de levantamentos definida com um intervalo angular de um grau, utilizamos nas expressões acima $\theta_2 - \theta_1 = 1^\circ$.

Efetuada-se estes cálculos com o auxílio de um computador digital, obtemos as curvas procuradas, que podem ser observadas nos gráficos 4,5 e 6.

A excentricidade do ponto de contato entre camo e tucho pode ser calculada segundo a relação:

$$e(\theta) = \frac{dy}{d\theta}$$

A dedução desta relação pode ser vista no capítulo 4 e através da excentricidade máxima definimos as dimensões mínimas da sapata do tucho (diâmetro). Os resultados do cálculo podem ser vistos no gráfico 7.

Outra característica importante do camo é o seu raio de curvatura em cada ponto do perfil. Como vimos, o raio de curvatura é necessário para o cálculo das tensões de compressão superficiais entre camo e tucho (fórmula de Hertz - capítulo 4). O cálculo do raio de curvatura é feito através da relação:

$$\rho(\theta) = y(\theta) + r_B + \frac{d^2 y(\theta)}{d\theta^2}$$

Em nossa aplicação, como vimos, o raio de base (r_B) vale 16 mm e a curva de raios de curvatura em função de θ pode ser vista no gráfico 8.

As tabelas " características cinemático-geométricas para o par camo / tucho ", para as válvulas de admissão e escape - mento mostram ponto a ponto os valores de todos os parâmetros referidos acima.

Nas duas últimas colunas desta tabela encontram-se re- presentados em coordenadas polares os perfis dos camos de ad- missão e escapes, obtidos analiticamente segundo as equações desenvolvidas no capítulo 4:

$$\alpha(\theta) = \theta + \text{arc tg} \left[\frac{dy / d\theta}{y(\theta) + r_b} \right]$$

$$r(\theta) = \left[\left(\frac{dy}{d\theta} \right)^2 + (y(\theta) + r_b)^2 \right]^{1/2}$$

Portanto $\alpha = f(\theta)$; $r = f(\theta) \Rightarrow r = f(\alpha)$

Passemos agora ao cálculo das características dinâmicas: forças e momentos torsores.

Para o cálculo da força aplicada pela mola, precisamos dos deslocamentos das válvulas:

$$\text{admissão} - 0 \leq \theta \leq 10^\circ \Rightarrow y_v(\theta) = 0 \text{ (mm)}$$

$$11 \leq \theta \leq 72^\circ \Rightarrow y_v = r \cdot y(\theta) - f =$$

$$1,5 \cdot y(\theta) - 0,2 \text{ (mm)}$$

onde r = relação de alavanca do balancim

f = folga na válvula

escapamento - $0 \leq \theta \leq 10^\circ \Rightarrow Y_V (\theta) = 0 \text{ (mm)}$

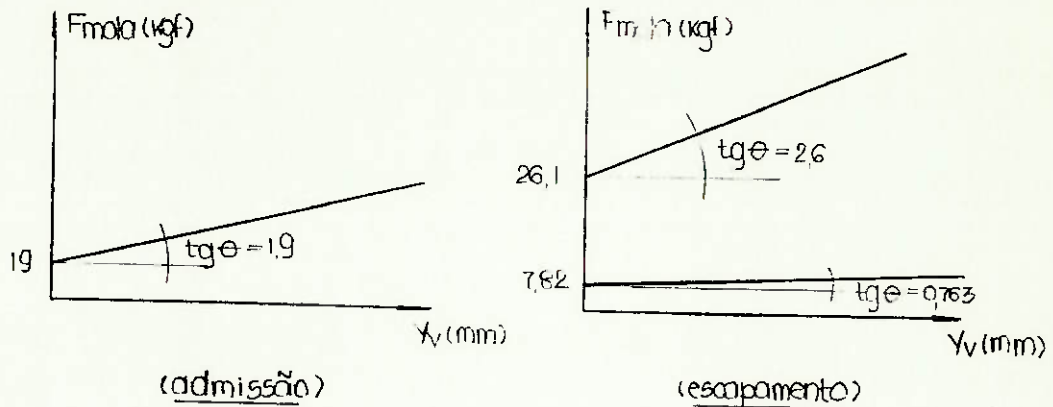
$11 \leq \theta \leq 76^\circ \Rightarrow Y_V = 1,5 y (\theta) - 0,2 \text{ (mm)}$

As forças das molas são calculadas pelas expressões:

admissão - $F_{mola} = 19 + 1,9 Y_V \text{ (Kgf)}$

escapamento - $F_{mola} = 33,92 + 3,363 Y_V \text{ (Kgf)}$

Obs.: o termo independente representa a pré-carga da mola e o coeficiente de y , a rigidez da mola (Kgf/mm).



Obs.: o escapamento possui duas molas:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= 7,82 + 0,763 Y_V \\ F_2 &= 26,1 + 2,6 Y_V \end{aligned} \right\} F = 33,92 + 3,363 Y_V$$

As acelerações da válvula para rotação do motor de 2600 rpm podem ser calculadas por:

$0 \leq \theta \leq 10^\circ \Rightarrow \alpha_V = 0$

$11 \leq \theta \leq 72^\circ \text{ (adm)} \text{ ou } 76^\circ \text{ (esc.)} \Rightarrow \alpha_V = 1,5 \cdot \ddot{Y} \cdot W^2$
(m/s^2)

onde:

$$n = 2600 \text{ rpm} \Rightarrow W = 272,27 \text{ rad/s} = 15600 \text{ grau/s}$$

$$\text{para o comando, } n = n_{\text{motor}}/2 \Rightarrow W = 7800 \text{ grau/s} \Rightarrow W^2 = 60840000 \text{ grau}^2/\text{s}^2$$

$$\text{sendo } \ddot{y} \text{ dado em } \mu\text{m/grau}^2 \Rightarrow W^2 = 60,84$$

As massas das peças componentes do mecanismo são:

- 1) válvula de admissão 109,26 g
- 2) válvula de escape 117,73 g
- 3) tucho 85,02 g
- 4) balancim com parafuso e porca 118,79 g
- 5) haste de comando 72,69 g
- 6) cone bipartido de fixação e prato da mola 30,33 g
- 7) mola externa 64,00 g
- 8) mola interna (escape) 17,41 g

A massa total do conjunto da válvula fica sendo:

$$m = m_{\text{válvula}} + m_{\text{prato / cone}} + 0,33 m_{\text{mola}}$$

$$m_{\text{admissão}} = 160,92 \text{ g}$$

$$m_{\text{escape}} = 175,20 \text{ g}$$

obs.: o coeficiente 0,33 na massa da mola é devido ao fato de apenas uma parte da massa da mola ser acelerada.

As forças de inércia ficam dadas por:

$$F_{\text{inércia}} (\text{Kgf}) = m (\text{Kg}) \times \frac{a_v (\text{m/s}^2)}{9,8}$$

A força do gás sobre a válvula de escape pode ser estimada com base nas pressões na câmara no início de abertura da válvula e no PMI.

(a) $65^\circ 40'$ a PMI $\Rightarrow p = 9 \text{ bar abs (} P_0 \text{)}$

(b) PMI $\Rightarrow p = 2 \text{ bar abs (} P_1 \text{)}$

O osciloscópio não permite observar o aspecto da distribuição de pressões devido às baixas pressões existentes neste trecho do curso do pistão.

Adotando-se um processo politrópico do tipo $P.V^n = \text{constante}$, entre os dois pontos considerados, teremos:

$$V = A.X$$

$$X(\alpha) = R(1 - \cos\alpha) + L(1 - (1 - \lambda^2 \sin^2\alpha)^{0,5})$$

$$\therefore X(\theta) = 267 - 60 \cdot \cos(94,2 + 2\theta) + 207 \cdot (1 - 0,084 \sin^2(94,2 + 2\theta))^{0,5}$$

pois $R = 60 \text{ mm}$ (raio da manivela)

$L = 207 \text{ mm}$ (comprimento da biela)

Obs.: a constante $94,2^\circ$ é devida à posição de abertura da válvula em relação à árvore de manivelas e o fator 2 no monômio 2θ é devida ao dobro da velocidade da árvore de comando em relação à árvore de manivelas:

$$\alpha = 180^\circ - 65,66^\circ = 114,2^\circ \text{ (abertura de válvula)}$$

$$114,2 = 2 \times 10 + \psi \Rightarrow \psi = 94,2^\circ \text{ (} \theta = 10^\circ = \text{ abertura da válvula)}$$

Efetuando-se os cálculos, a pressão é dada por:

$$\frac{P(\theta)}{2} = \left[\frac{(120)}{X(\theta)} \right]^{5,661}$$

A força devida à pressão será:

$$F = \Delta p \cdot A_v = \Delta p \cdot \frac{\pi \cdot 3,7^2}{4} \text{ (Kgf) , (} \theta \text{ válvula = 3,7 cm)}$$

$$\text{Onde } p = P_{\text{abs cilin.}} - P_{\text{abs coletor}} = p(\theta) - 2 \text{ (bar)}$$

A força que o balancim aplica sobre a válvula será dada por:

$$\text{admissão: } F_{BV} = F_{\text{mola}} + F_{\text{inércia}}$$

$$\text{escape: } F_{BV} = F_{\text{mola}} + F_{\text{inércia}} + F_{\text{gás}}$$

No intervalo $0 \leq \theta \leq 9^\circ$, F_{BV} é nula pois não existe contato entre a válvula e o balancim devido à folga na válvula.

O balancim funciona como uma alavanca, porém como possui massa devemos considerar seu momento de inércia, que pode ser calculado por (Vide pag. 4).

$$I_p = \frac{m \cdot d \cdot g \cdot T^2}{4\pi^2} = \frac{0,11879 \times 14,5 \times 10^{-3} \times 9,81 \times 0,506^2}{4\pi^2} = 1,0959 \times 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

$$I_o = I_p + m \bar{cp}^2 \Rightarrow I_o = 1,0959 - 0,11879 \cdot (0,8 \cdot 10^{-2})^2 = 1,02 \times 10^{-4} \text{ Kgm}^2$$

A força que o balancim aplica na haste será:

$$FHB = \left[\frac{1,02 \cdot 10^{-4} \cdot \ddot{y}(\theta) \cdot 60,84 + FBV \cdot 0,0453}{0,0302 \times 9,8} \right] \cdot 0,0302$$

$$FHB = 0,694304 \cdot \ddot{y}(\theta) + 1,5 \text{ FBV (Kgf)}$$

A força sobre o camo será dada pela soma de FHB com a força de inércia do conjunto haste + tucho:

$$F_{\text{camo}} = FHB + \frac{0,15771 \cdot \ddot{y} \cdot 60,84}{9,8}$$

$$F_{\text{camo}} = FHB + 0,979089 \ddot{y}$$

O momento torsor sobre o eixo de comando pode ser calculado (ver dedução no capítulo 4) por:

$$M_t = F_{ct} \cdot e + \mu \cdot F_{ct} (y(\theta) + r_b)$$

Adotando para o contato camo - tucho $\mu = 0,05$

$$M_t = F_{ct} (e + 0,05 (y(\theta) + 16)) \cdot 0,1 \text{ (Kgf. cm)}$$

A expressão acima é válida para a abertura da válvula. Para o fechamento:

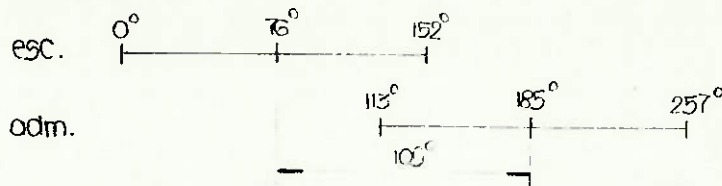
$$M_t = F_{ct} (-e + 0,05 (y(\theta) + 16)) \cdot 0,1 \text{ (Kgf. cm)}$$

Os valores dos cálculos realizados com as expressões acima

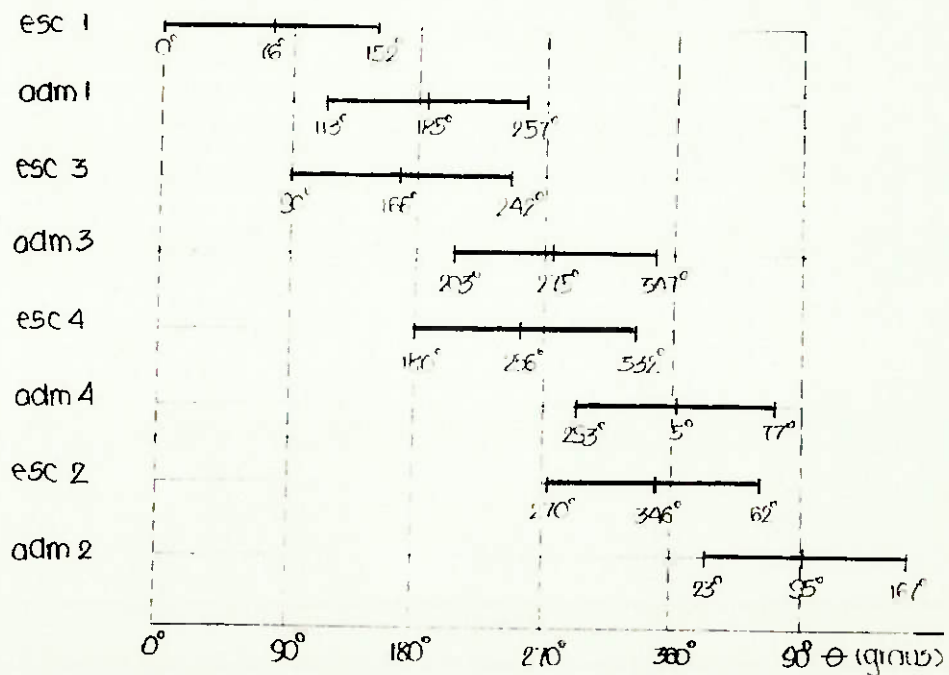
podem ser vistos nas tabelas " características dinâmicas " para as válvulas de admissão e escapamento. A representação em forma de gráficos pode ser observada nos gráficos 9, 10, 11 e 12.

Passemos agora a composição dos momentos torsores para um eixo comando de motor 4 cilindros. Como o motor é quatro cilindros, a defasagem entre os camos de cilindros subsequentes na ordem de ignição é 90° . Do desenho do eixo comando, a defasagem entre o centro do camo de escape e centro do camo de admissão é 109° . As figuras abaixo ilustram o processo de composição, inicialmente para um cilindro e depois compondo os demais.

1.º cilindro

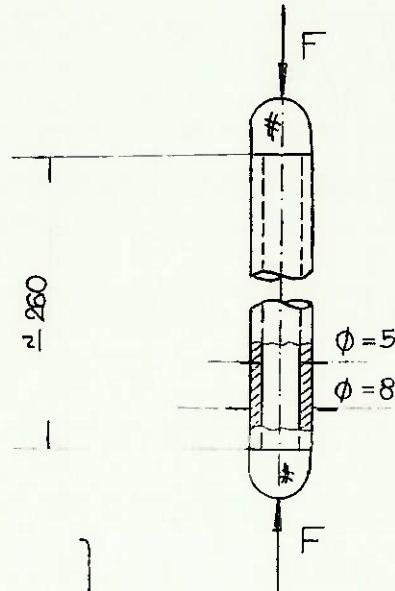


motor 4 cilindros em linha



O gráfico 13 mostra o diagrama de momentos torsores instantâneos, compostos para o nosso motor de 4 cilindros.

Para o estudo dos efeitos dada elasticidade, determine - mos a rigidez da haste de comando, que sofre as maiores de - formações.



$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{A} \\ \sigma &= \epsilon \cdot E = E \cdot \frac{\Delta l}{l} \end{aligned} \right\} \frac{F}{A} = E \cdot \frac{\Delta l}{l} \Rightarrow \Delta l = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$$

Características da haste:

$$l = 260 \text{ mm}$$

$$E = 21000 \text{ Kgf/mm}^2 \text{ (DIN 2391 St 35 BK)}$$

$$A = \frac{\pi}{4} (8^2 - 5^2) = 30,63 \text{ mm}^2$$

$$\Delta l \text{ (mm)} = 4,042 \times 10^{-4} F \text{ (Kgf)}$$

Como temos a posição da abertura da válvula (e consequen - temente o deslocamento de tucho neste instante), se subtraír

mos a folga na válvula teremos o deslocamento necessário para vencer a pré-carga, que também nos dá informações sobre a rigidez:

$$\text{abertura: } \theta = 9,667^\circ \Rightarrow Y(\theta) = 0,1452$$

$$\text{folga} = \frac{0,2}{1,5}$$

$$\left. \begin{array}{l} \ddot{\Delta}l = 0,01775 \\ \text{pré-carga} \approx 33 \text{ Kgf (no tucho)} \end{array} \right\} K \approx 1860 \text{ Kgf/mm}$$

Devido à compatibilidade dos dois valores encontrados e por falta de maiores informações, adotamos $K = 1860 \text{ Kgf/mm}$.

Assim:

$$Y_{\text{real}} = Y_{\text{rígido}} - \frac{F}{K}$$

Podemos assim obter uma curva de deslocamentos da válvula - considerando-se a rigidez (gráfico 14), diferenciando-se esta curva em relação a θ , podemos obter velocidades e acelerações (gráficos 15 e 16). Nestes gráficos temos uma comparação com o movimento da válvula, com a hipótese de rigidez infinita.

Determinação da frequência natural de oscilação do Sistema

Procedendo conforme descrito no item 5.3, podemos determinar a frequência natural do sistema considerando-se apenas um grau de liberdade, ou seja todas as peças rígidas a menos da mola de

retorno:

$$\text{massa equivalente: } m = m_v + \frac{m_m}{3} + \frac{I}{a^2} + m_t \frac{b}{a}^2$$

$$\therefore m_a = 0,13959 + \frac{0,064}{3} + \frac{1,02 \cdot 10^{-4}}{0,0453^2} + 0,15771 \cdot \left[\frac{30,2}{45,3} \right]^2 =$$

0,281 Kg

$$m_e = 0,14806 + \frac{0,0814}{3} + \frac{1,02 \cdot 10^{-4}}{0,0453^2} + 0,15771 \cdot \left[\frac{30,2}{45,3} \right]^2 =$$

0,295 Kg

constantes elásticas das molas:

$$K_a = 1,9 \text{ Kgf/mm} = 18620 \text{ N/m}$$

$$K_e = 3,363 \text{ Kgf/mm} = 32957,4 \text{ N/m}$$

As frequências naturais serão:

$$\left. \begin{aligned} W &= \left[\frac{K}{m} \right]^{0,5} \\ W &= \frac{2\pi n}{60} \end{aligned} \right\} n = \frac{60}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}}$$

$$\text{Portanto: } n_a = 2458 \text{ rpm}$$

$$n_e = 3192 \text{ rpm}$$

Análise considerando dois graus de liberdade, válvula de admissão:

$$m_{e1} = \frac{m_t}{3} = 0,08502 \text{ Kg}$$

$$m_{e2} = \frac{m_t}{3} \cdot \left[\frac{b}{a} \right]^2 + \frac{I}{a^2} + \frac{m_v}{3} + \frac{m_m}{3}$$

$$m_{e2} = 0,08502 \cdot \left[\frac{30,2}{45,3} \right]^2 + \frac{1,02 \cdot 10^{-4}}{0,0453} + 0,10926 + 0,02133 =$$

$$0,17063 \text{ Kg}$$

$$K_1 = 18620 \text{ N/m}$$

$$K_2 = 1860 \text{ Kgf/mm} = 18228000 \text{ N/m}$$

Equação de frequência:

$$W^4 - 3,2144 \cdot 10^8 W^2 - 2,3396 \cdot 10^{13} = 0$$

Resolvendo a equação, obtemos as frequências naturais dos dois primeiros modos de vibrar do sistema:

$$1^\circ \text{ modo} \dots\dots\dots W = 269,82 \text{ rad/s} \dots n = 2576 \text{ rpm}$$

$$2^\circ \text{ modo} \dots\dots\dots W = 17926,8 \text{ rad/s} \dots n = 171\,188 \text{ rpm}$$

Analogamente para a válvula de escapamento:

$$M_{e1} = 0,08502 \text{ Kg}$$

$$M_{e2} = 0,1849 \text{ Kg}$$

$$K_1 = 32957,4 \text{ N/m}$$

$$K_2 = 18228000 \text{ N/m}$$

Equação de frequência:

$$W^4 - 3,1337 \times 10^8 W^2 + 3,8215 \times 10^{13} = 0$$

Resulta:

1º modo de vibrar $W = 349,28 \text{ rad/s}$ $n = 3335 \text{ rpm}$

2º modo de vibrar $W = 17698,73 \text{ rad/s}$ $n = 169010 \text{ rpm}$

Percebe-se que os cálculos feitos com um ou dois graus de liberdade resultam em valores bem próximos, dando uma ótima noção dos valores da frequência natural.

CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICO-CINEMÁTICAS DO PAR CAMO/TUCHO
(ADMISSÃO)

θ (graus)	cinemática do tucho				geometria do camo			
	desloc.(y) (mm)	veloc.(\dot{y}) ($\mu\text{m}/\text{grau}$)	acel.(\ddot{y}) ($\mu\text{m}/\text{grau}^2$)	pulsos(\ddot{y}) ($\mu\text{m}/\text{grau}^3$)	excentr.(e) (mm)	raio de curv. (mm)	θ (graus)	raio (mm)
0	0	1,55	3,1	1,5	0,0888	26,1767	0,01	16,0002
1	0,0031	4,6	3,3	-0,1	0,2636	25,8515	1,02	16,0053
2	0,0092	7,55	2,9	-0,1	0,4326	25,5293	2,03	16,0150
3	0,0182	10,4	2,8	-0,1	0,5959	25,2101	3,04	16,0293
4	0,03	13,15	2,7	-0,1	0,7534	24,8936	4,05	16,0477
5	0,0445	15,8	2,6	-0,1	0,9053	24,5798	5,06	16,0700
6	0,0616	18,35	2,5	-0,1	1,0514	24,2686	6,07	16,0960
7	0,0812	20,8	2,4	-0,1	1,1918	23,9599	7,07	16,1253
8	0,1032	23,15	2,3	-0,1	1,3264	23,6536	8,08	16,1577
9	0,1275	25,4	2,2	0	1,4553	23,3497	9,09	16,1930
10	0,154	27,65	2,3	0,1	1,5842	23,7045	10,10	16,2315
11	0,1828	30,	2,4	0,3	1,7189	24,0615	11,11	16,2738
12	0,214	32,65	2,9	0,8	1,8707	25,7341	12,12	16,3216
13	0,2491	35,1	4,1	2,55	2,0684	29,3793	13,13	16,3792
14	0,2862	42,1	8,	4	2,4122	42,5486	14,15	16,4639
15	0,3323	52,1	12,	3,1	2,9851	55,7260	15,18	16,6029
16	0,3904	65,2	14,2	1,25	3,7357	63,0062	16,22	16,8107
17	0,4627	79,55	14,5	0,2	4,5579	64,0634	17,27	17,0820
18	0,5495	94,1	14,6	0,05	5,3915	64,4785	18,31	17,4056
19	0,6509	108,7	14,6	0	6,2291	64,5799	19,36	17,7775
20	0,7669	123,3	14,6	-0,1	7,0646	64,6959	20,40	18,1944
21	0,8975	137,8	14,4	-0,35	7,8954	64,1699	21,44	18,6511
22	1,0425	151,95	13,9	-0,45	8,7061	62,6735	22,47	19,1375
23	1,2014	165,65	13,5	-0,75	9,4910	61,5193	23,50	19,6461
24	1,3738	178,6	12,4	-1,85	10,2330	58,0806	24,53	20,1634
25	1,5586	189,7	9,8	-2,95	10,8690	49,7301	25,55	20,6504
26	1,7532	187,85	6,5	-2,4	11,3350	39,0914	26,57	21,0637
27	1,9543	203,6	5,	-4,1	11,6654	34,3683	27,58	21,4112
28	2,1604	205,25	-1,7	-3,6	11,7600	12,5796	28,57	21,6355
29	2,3648	203,3	-2,2	-0,45	11,6482	11,1426	29,56	21,7473
30	2,567	200,9	-2,6	-0,35	11,5107	10,0317	30,55	21,8456
31	2,7666	198,15	-2,9	-0,2	11,3532	9,2465	31,54	21,9335
32	2,9633	195,2	-3,	-0,15	11,1841	9,1149	32,53	22,0157
33	3,157	192,1	-3,2	-0,15	11,0065	8,6520	33,52	22,0938
34	3,3475	188,35	-3,3	-0,15	10,8203	8,5142	34,51	22,1676
35	3,5347	185,45	-3,5	-0,2	10,6255	8,0449	35,50	22,2375
36	3,7184	181,55	-3,7	-0,15	10,4192	7,5720	36,49	22,3039
37	3,9984	178,1	-3,8	-0,1	10,2044	7,4237	37,47	22,3624
38	4,0746	174,25	-3,9	-0,1	9,9838	7,2716	38,46	22,4202
39	4,2469	170,3	-4,	-0,1	9,7575	7,1157	39,45	22,4754
40	4,4152	166,25	-4,1	-0,15	9,5254	6,9557	40,44	22,5281
41	4,5794	162,05	-4,3	-0,15	9,2848	6,4633	41,42	22,5770
42	4,7393	157,7	-4,4	-0,15	9,0355	6,2950	42,41	22,6221
43	4,8948	153,2	-4,6	-0,1	8,7777	5,7939	43,40	22,6636
44	5,0457	148,6	-4,6	-0,05	8,5142	5,9448	44,38	22,7027
45	5,192	143,95	-4,7	-0,05	8,2477	5,7628	45,37	22,7404
46	5,3336	139,25	-4,7	0	7,9784	5,9044	46,36	22,7767
47	5,4705	134,55	-4,7	-0,05	7,7091	5,0413	47,34	22,8126
48	5,6027	129,8	-4,8	-0,1	7,4370	5,8452	48,33	22,8470
49	5,7301	124,95	-4,9	-0,05	7,1591	5,6444	49,32	22,8790
50	5,8525	120,05	-4,9	0	6,8783	5,7558	50,30	22,9096
51	5,9702	115,15	-4,9	-0,1	6,5976	5,8844	51,29	22,9394
52	6,0829	110,15	-5,1	-0,1	6,3111	5,3406	52,28	22,9670
53	6,1905	105,05	-5,1	-0,05	6,0189	5,4482	53,25	22,9923
54	6,293	99,9	-5,2	-0,1	5,7238	5,2224	54,25	23,0161
55	6,3903	94,65	-5,3	-0,05	5,4230	4,9914	55,24	23,0377
56	6,4823	89,35	-5,3	0	5,1194	5,0834	56,22	23,0578
57	6,569	84,05	-5,3	-0,05	4,8157	5,1701	57,21	23,0771
58	6,6504	78,7	-5,4	-0,1	4,5022	4,9272	58,20	23,0949
59	6,7264	73,25	-5,5	-0,05	4,1969	4,6717	59,18	23,1107
60	6,7959	67,75	-5,5	-0,05	3,8818	4,7415	60,17	23,1250
61	6,8512	62,2	-5,6	-0,05	3,5633	4,4782	61,15	23,1390
62	6,9213	56,6	-5,6	0	3,2429	4,5376	62,14	23,1496
63	6,9751	51,	-5,6	-0,05	2,9221	4,5914	63,13	23,1602
64	7,0233	45,35	-5,7	-0,05	2,5984	4,3113	64,11	23,1695
65	7,0658	39,65	-5,7	0	2,2718	4,3538	65,10	23,1774
66	7,1026	33,95	-5,7	0	1,9452	4,3906	66,08	23,1843
67	7,1337	28,25	-5,7	-0,05	1,6186	4,4217	67,07	23,1903
68	7,1591	22,5	-5,8	-0,05	1,2991	4,1188	68,06	23,1950
69	7,1737	15,7	-5,8	-0,05	0,9568	4,1384	69,04	23,1984
70	7,1925	10,85	-5,9	-0,05	0,6215	3,8239	70,03	23,2008
71	7,2004	4,95	-5,9	0,95	0,2836	3,8318	71,01	23,2021
72	7,2024	0	-4,	0	0	10,0712	72	23,2024

**CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICO-CINEMÁTICAS DO PAR CAMO/TUCHO
(ESCAPAMENTO)**

θ (graus)	cinemática do tucho				geometria do camo			
	desloc.(y) (mm)	veloc.(y) ($\mu\text{m}/\text{grau}$)	acel.(y) ($\mu\text{m}/\text{grau}^2$)	pulsos(\ddot{y}) ($\mu\text{m}/\text{grau}^3$)	excentr.(e) (mm)	raio de curv. (mm)	θ (grau)	raio (mm)
0	0	1,55	3,1	1,5	0,0888	26,1767	0,01	16,0002
1	0,0031	4,6	3,1	-0,1	0,2636	25,8515	1,02	16,0053
2	0,0092	7,55	2,9	-0,1	0,4326	25,5293	2,03	16,0150
3	0,0182	10,4	2,8	-0,1	0,5959	25,2101	3,04	16,0293
4	0,03	13,15	2,7	-0,1	0,7534	24,8936	4,05	16,0477
5	0,0445	15,8	2,6	-0,1	0,9053	24,5798	5,06	16,0700
6	0,0616	18,35	2,5	-0,1	1,0514	24,2686	6,07	16,0960
7	0,0812	20,8	2,4	-0,1	1,1918	23,9599	7,07	16,1253
8	0,1032	23,15	2,3	-0,1	1,3264	23,6536	8,08	16,1577
9	0,1275	25,4	2,2	0	1,4553	23,3497	9,09	16,1930
10	0,154	27,65	2,1	0,1	1,5842	23,045	10,10	16,2315
11	0,1828	30,	2,0	0,3	1,7189	22,7401	11,11	16,2738
12	0,214	32,65	1,9	0,8	1,8707	22,4341	12,12	16,3216
13	0,2481	36,1	1,8	2,55	2,0684	22,1279	13,13	16,3792
14	0,2852	42,1	1,7	4	2,4122	21,8216	14,15	16,4439
15	0,3323	52,1	1,6	3,1	2,9851	21,5153	15,18	16,5151
16	0,3904	65,2	1,5	1,25	3,7357	21,2090	16,22	16,5929
17	0,4627	79,55	1,4	0,2	4,5579	20,9027	17,27	16,6777
18	0,5495	94,1	1,3	0,05	5,3915	20,5964	18,31	16,7692
19	0,6509	108,7	1,2	0	6,2281	20,2901	19,36	16,8677
20	0,7669	123,3	1,1	-0,1	7,0646	19,9838	20,40	16,9733
21	0,8975	137,8	1,0	-0,35	7,8954	19,6775	21,44	17,0860
22	1,0425	151,95	0,9	-0,45	8,7061	19,3712	22,47	17,2060
23	1,2014	165,65	0,8	-0,75	9,4910	19,0649	23,50	17,3333
24	1,3738	178,6	0,7	-1,85	10,2330	18,7586	24,53	17,4677
25	1,5586	189,7	0,6	-2,95	10,8690	18,4523	25,55	17,6092
26	1,7532	197,85	0,5	-2,4	11,3360	18,1460	26,57	17,7577
27	1,9543	203,6	0,4	-4,1	11,6654	17,8397	27,58	17,9133
28	2,1604	205,25	0,3	-3,6	11,7599	17,5334	28,57	18,0760
29	2,3648	203,3	0,2	-0,45	11,5482	17,2271	29,56	18,2453
30	2,567	200,9	0,1	-0,35	11,5107	16,9208	30,55	18,4210
31	2,7666	198,15	0,0	-0,2	11,3532	16,6145	31,54	18,6033
32	2,9633	195,2	-0,1	-0,15	11,1841	16,3082	32,53	18,7920
33	3,157	192,1	-0,2	-0,15	11,0065	16,0019	33,52	18,9877
34	3,3475	188,85	-0,3	-0,15	10,8203	15,6956	34,51	19,1900
35	3,5347	185,45	-0,4	-0,2	10,6255	15,3893	35,50	19,4000
36	3,7184	181,85	-0,5	-0,15	10,4192	15,0830	36,49	19,6177
37	3,8984	178,1	-0,6	-0,1	10,2044	14,7767	37,47	19,8433
38	4,0746	174,25	-0,7	-0,1	9,9837	14,4704	38,46	20,0760
39	4,2469	170,3	-0,8	-0,1	9,7575	14,1641	39,45	20,3160
40	4,4152	166,25	-0,9	-0,15	9,5254	13,8578	40,43	20,5633
41	4,5794	161,45	-1,0	-0,6	9,2504	13,5515	41,42	20,8177
42	4,7381	155,05	-1,1	0,125	8,9410	13,2452	42,41	21,0792
43	4,8915	150,75	-1,2	0,025	8,6373	12,9389	43,39	21,3477
44	5,0396	145,5	-1,3	0,025	8,3365	12,6326	44,38	21,6233
45	5,1825	140,3	-1,4	0,05	8,0386	12,3263	45,36	21,9060
46	5,3202	135,1	-1,5	0,025	7,7407	12,0200	46,35	22,1953
47	5,4527	129,9	-1,6	0,025	7,4427	11,7137	47,33	22,4910
48	5,58	124,75	-1,7	0,025	7,1476	11,4074	48,32	22,7933
49	5,7022	119,65	-1,8	0	6,8554	11,1011	49,31	23,1030
50	5,8123	114,55	-1,9	0,05	6,5632	10,7948	50,29	23,4197
51	5,9313	109,5	-2,0	0,05	6,2739	10,4885	51,28	23,7433
52	6,0383	104,5	-2,1	0	5,9874	10,1822	52,26	24,0740
53	6,1403	99,5	-2,2	0,25	5,7009	9,8759	53,25	24,4120
54	6,2373	94,75	-2,3	0,25	5,4288	9,5694	54,24	24,7577
55	6,3298	90,25	-2,4	0	5,1709	9,2629	55,23	25,1100
56	6,4178	85,75	-2,5	0	4,9131	8,9564	56,21	25,4697
57	6,5013	81,25	-2,6	0	4,6553	8,6499	57,20	25,8360
58	6,5803	76,75	-2,7	0,05	4,3974	8,3434	58,19	26,2097
59	6,6548	72,3	-2,8	0,05	4,1425	8,0369	59,18	26,5900
60	6,7249	67,9	-2,9	0	3,8904	7,7304	60,17	26,9767
61	6,7905	63,5	-3,0	0	3,6383	7,4239	61,16	27,3700
62	6,8519	59,1	-3,1	0,05	3,3862	7,1174	62,15	27,7707
63	6,9098	54,75	-3,2	0,05	3,1369	6,8109	63,13	28,1780
64	6,9634	50,45	-3,3	0	2,8906	6,5044	64,12	28,5917
65	7,0097	46,15	-3,4	0,05	2,6442	6,1979	65,11	29,0120
66	7,0537	41,9	-3,5	0,05	2,4007	5,8914	66,10	29,4397
67	7,0935	37,7	-3,6	0	2,1600	5,5849	67,09	29,8740
68	7,1291	33,5	-3,7	0	1,9194	5,2784	68,08	30,3157
69	7,1605	29,3	-3,8	0	1,6788	4,9719	69,07	30,7640
70	7,1877	25,1	-3,9	0	1,4381	4,6654	70,06	31,2187
71	7,2107	20,9	-4,0	0,05	1,1975	4,3589	71,05	31,6800
72	7,2295	16,75	-4,1	0,05	0,9597	4,0524	72,04	32,1477
73	7,2442	12,55	-4,2	0	0,7248	3,7459	73,03	32,6220
74	7,2548	8,55	-4,3	0	0,4899	3,4394	74,02	33,1037
75	7,2613	4,45	-4,4	-0,35	0,2550	3,1329	75,01	33,5920
76	7,2637	0	-4,5	0	0	2,8264	76,00	34,0867

CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS - Válvula de admissão (n=2600 rpm)

θ (graus)	F_{mola} (kgf)	$F_{inerc. valv.}$ (kgf)	$F_{balan.-valv.}$ (kgf)	$F_{camo-tucho}$ (kgf)	Momento sobre o camo :		
					abertura da válvula	fechamento da valv.	
					Momento (kgf.cm)	θ (graus)	Momento (kgf.cm)
0	19	0	0	5,19	0,46	73	3,12
1	19	0	0	5,02	0,53	74	1,92
2	19	0	0	4,85	0,60	75	0,73
3	19	0	0	4,68	0,65	76	-0,47
4	19	0	0	4,52	0,70	77	-1,67
5	19	0	0	4,35	0,74	78	-2,85
6	19	0	0	4,18	0,77	79	-4,0
7	19	0	0	4,02	0,80	80	-5,16
8	19	0	0	3,85	0,82	81	-6,36
9	19	0	0	3,68	0,83	82	-7,47
10	19	0,89	19,89	33,69	8,06	83	-8,56
11	19,14	3,57	22,72	38,09	9,63	84	-9,73
12	19,23	4,32	23,55	40,18	10,77	85	-10,77
13	19,33	5,96	25,29	44,62	12,85	86	-11,90
14	19,44	11,92	31,35	60,42	19,49	87	-13,02
15	19,57	17,88	37,44	76,24	28,99	88	-13,95
16	19,73	21,15	40,89	85,09	38,76	89	-14,86
17	19,94	21,60	41,54	86,57	46,58	90	-15,91
18	20,19	21,75	41,93	87,33	54,31	91	-16,92
19	20,47	21,75	42,22	87,77	61,97	92	-17,71
20	20,81	21,75	42,55	88,26	69,75	93	-18,86
21	21,18	21,45	42,63	88,04	76,95	94	-19,56
22	21,59	20,71	42,30	86,71	82,88	95	-20,21
23	22,04	20,11	42,15	85,82	88,84	96	-21,06
24	22,53	18,47	41,01	82,26	91,32	97	-21,86
25	23,06	14,50	37,66	72,89	85,62	98	-22,37
26	23,62	9,68	33,30	60,83	74,35	99	-22,83
27	24,19	7,45	31,64	55,82	70,13	100	-23,52
28	24,78	-2,53	22,24	30,52	38,67	101	-23,88
29	25,36	-3,28	22,08	29,44	37,00	102	-24,79
30	25,94	-3,87	22,06	28,74	35,75	103	-25,35
31	26,50	-4,32	22,18	28,42	34,94	104	-26,18
32	27,06	-4,47	22,60	28,87	35,03	105	-26,63
33	27,62	-4,77	22,85	28,92	34,60	106	-27,04
34	28,16	-4,92	23,24	29,34	34,59	107	-27,39
35	28,69	-5,21	23,48	29,36	34,07	108	-27,70
36	29,22	-5,51	23,71	29,37	33,49	109	-28,33
37	29,73	-5,66	24,07	29,75	33,31	110	-28,91
38	30,23	-5,81	24,42	30,11	33,08	111	-29,06
39	30,72	-5,96	24,76	30,45	32,80	112	-29,55
40	31,20	-6,12	25,10	30,78	32,46	113	-29,60
41	31,67	-6,41	25,27	30,99	31,67	114	-30,42
42	32,13	-6,55	25,57	30,88	31,22	115	-31,59
43	32,57	-6,85	25,72	30,88	30,33	116	-33,12
44	33,00	-6,85	26,15	31,52	30,16	117	-30,11
45	33,42	-7,00	26,42	31,76	29,56	118	-33,55
46	33,82	-7,00	26,82	32,16	29,27	119	-72,82
47	34,21	-7,15	27,21	32,95	28,94	120	-77,03
48	34,59	-7,30	27,44	33,12	28,21	121	-74,07
49	34,95	-7,30	27,65	33,28	27,44	122	-68,10
50	35,30	-7,30	28,00	33,80	26,94	123	-62,07
51	35,64	-7,30	28,34	34,30	26,40	124	-54,95
52	35,96	-7,50	28,36	34,00	25,21	125	-47,36
53	36,26	-7,60	28,67	34,46	24,57	126	-39,86
54	36,56	-7,75	28,81	34,51	23,60	127	-32,33
55	36,83	-7,89	28,94	34,54	22,60	128	-24,81
56	37,09	-7,89	29,20	34,93	21,81	129	-16,53
57	37,34	-7,89	29,45	35,30	20,98	130	-9,65
58	37,57	-8,04	29,53	35,26	19,89	131	-5,60
59	37,79	-8,19	29,60	35,19	18,77	132	-4,26
60	37,99	-8,19	29,80	35,49	17,82	133	-3,45
61	38,18	-8,34	29,83	35,38	16,65	134	-2,52
62	38,39	-8,34	30,00	35,63	15,54	135	-0,24
63	38,50	-8,34	30,16	35,86	14,50	136	-0,20
64	38,64	-8,49	30,14	35,68	13,38	137	-0,16
65	38,76	-8,49	30,27	35,86	12,28	138	-0,10
66	38,86	-8,49	30,37	36,02	11,17	139	-0,04
67	38,95	-8,64	30,46	36,15	10,03	140	0,02
68	39,02	-8,64	30,38	35,87	8,78	141	0,10
69	39,08	-8,64	30,44	35,95	7,61	142	0,13
70	39,12	-8,79	30,33	35,62	6,35	143	0,27
71	39,14	-8,79	30,35	35,66	5,15	144	0,37
72	39,15	-5,96	33,19	43,09	5,00		

CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS - Válvula de escapamento (n=2600)

θ (graus)	F_{mola} (kgf)	$F_{inerc.valv.}$ (kgf)	$F_{gás}$ (kgf)	$F_{balan.valv.}$ (kgf)	$F_{camo-tucho}$ (kgf)	Momento sobre o camo:		
						abertura da válvula	fechamento da valv.	
						Momento (kgf.cm)	θ (graus)	Momento (kgf.cm)
0	33,92	0	0	0				
1	33,92	0	0	0	5,19	0,46	77	7,39
2	33,92	0	0	0	5,02	0,53	78	5,92
3	33,92	0	0	0	4,85	0,60	79	3,84
4	33,92	0	0	0	4,68	0,65	80	1,77
5	33,92	0	0	0	4,52	0,70	81	-0,32
6	33,92	0	0	0	4,35	0,74	82	-2,42
7	33,92	0	0	0	4,18	0,77	83	-4,52
8	33,92	0	0	0	4,02	0,80	84	-6,60
9	33,92	0	0	0	3,85	0,82	85	-8,68
10	33,92	0,97	76,25	111,14	3,68	0,83	86	-10,73
11	34,17	3,89	66,81	104,86	170,56	40,80	87	-12,73
12	34,33	4,70	58,65	97,68	161,33	40,78	88	-14,79
13	34,50	6,49	51,56	92,54	151,37	40,59	89	-16,83
14	34,69	12,97	45,37	93,04	145,51	41,92	90	-18,77
15	34,92	19,46	39,97	94,35	152,95	49,35	91	-20,79
16	35,22	23,03	35,22	93,47	161,61	61,44	92	-22,77
17	35,58	23,52	31,04	90,14	163,96	74,69	93	-24,73
18	36,02	23,68	27,35	87,05	159,47	85,81	94	-26,53
19	36,53	23,68	24,09	84,30	155,01	96,40	95	-28,45
20	37,12	23,68	21,20	82,00	150,89	106,53	96	-30,32
21	37,77	23,35	18,63	79,76	147,43	116,51	97	-32,15
22	38,51	22,54	16,34	77,39	143,74	125,63	98	-33,93
23	39,31	21,89	14,30	75,51	139,35	133,19	99	-34,82
24	40,18	20,11	12,48	72,77	135,85	140,62	100	-36,66
25	41,11	15,89	10,86	67,86	129,91	144,22	101	-38,43
26	42,09	10,54	9,40	62,03	118,19	138,84	102	-39,92
27	43,10	8,11	8,10	59,32	103,83	127,04	103	-41,59
28	44,15	-2,76	6,94	57,34	97,34	122,29	104	-43,18
29	45,18	-3,57	5,90	48,33	69,65	88,23	105	-44,45
30	46,20	-4,22	4,98	47,51	67,58	84,93	106	-45,91
31	47,20	-4,70	4,15	46,95	66,08	82,20	107	-47,27
32	48,20	-4,87	3,42	46,65	65,13	80,05	108	-48,55
33	49,17	-5,19	2,73	46,75	65,11	78,99	109	-49,44
34	50,13	-5,35	2,21	46,76	64,79	77,51	110	-50,55
35	51,08	-5,68	1,72	46,99	64,97	76,58	111	-50,92
36	52,00	-6,00	1,30	47,12	64,83	75,21	112	-56,51
37	52,91	-6,16	0,94	47,30	64,76	73,86	113	-57,35
38	53,80	-6,32	0,64	47,69	65,18	72,99	114	-58,09
39	54,67	-6,49	0,40	48,12	65,65	72,14	115	-58,72
40	55,52	-6,65	0,22	48,59	66,19	71,28	116	-59,25
41	56,35	-6,92	0,03	49,09	66,78	70,43	117	-60,06
42	57,15	-8,59	0,02	47,52	62,08	63,82	118	-60,74
43	57,92	-8,59	0	48,57	63,99	63,85	119	-60,91
44	58,67	-8,43	0	49,33	65,12	63,05	120	-61,39
45	59,39	-8,43	0	50,24	66,65	62,58	121	-61,34
46	60,08	-8,43	0	50,96	67,73	61,62	122	-62,03
47	60,75	-8,43	0	51,65	68,77	60,57	123	-63,02
48	61,40	-8,27	0	52,32	69,78	59,42	124	-64,22
49	62,01	-8,27	0	53,12	71,15	58,53	125	-91,73
50	62,60	-8,27	0	53,74	72,09	57,23	126	-93,85
51	63,17	-8,11	0	54,33	72,96	55,85	127	-101,81
52	63,71	-8,11	0	55,06	74,22	54,70	128	-104,12
53	64,22	-8,11	0	55,60	75,03	53,19	129	-98,73
54	64,71	-7,30	0	56,11	75,80	51,61	130	-90,19
55	65,18	-7,30	0	57,41	78,69	51,40	131	-81,64
56	65,62	-7,30	0	57,89	79,29	49,85	132	-71,99
57	66,04	-7,30	0	58,32	79,96	48,24	133	-61,91
58	66,44	-7,30	0	58,74	80,59	46,58	134	-52,02
59	66,82	-7,14	0	59,14	81,19	44,87	135	-42,17
60	67,17	-7,14	0	59,68	82,16	43,34	136	-32,41
61	67,50	-7,14	0	60,03	82,69	41,56	137	-22,04
62	67,81	-7,14	0	60,37	83,19	39,74	138	-13,56
63	68,10	-6,97	0	60,60	83,65	37,82	139	-8,56
64	68,36	-6,97	0	61,12	84,49	36,18	140	-6,72
65	68,61	-6,97	0	61,39	84,89	34,28	141	-5,56
66	68,83	-6,81	0	61,63	85,26	32,35	142	-4,36
67	69,03	-6,81	0	62,02	86,00	30,56	143	-0,24
68	69,21	-6,81	0	62,22	86,30	28,61	144	-0,20
69	69,37	-6,81	0	62,40	86,57	26,63	145	-0,16
70	69,51	-6,81	0	62,56	86,81	24,62	146	-0,10
71	69,62	-6,81	0	62,69	87,01	22,60	147	-0,04
72	69,72	-6,65	0	62,81	87,19	20,56	148	0,02
73	69,79	-6,65	0	63,07	87,74	18,61	149	0,10
74	69,84	-6,65	0	63,14	87,85	16,58	150	0,18
75	69,88	-6,65	0	63,19	87,93	14,53	151	0,27
76	69,89	-7,78	0	63,23	87,98	12,48	152	0,37
				52,10	85,12	9,90		

Momento Torsor instantâneo sobre o eixo-comando

θ (graus)	M(kgf.cm)	θ (graus)	M(kgf.cm)
0	- 3,28	45	72,78
1	-11,48	46	87,4
2	-14,56	47	98,28
3	-17,73	48	99
4	-20,68	49	89,9
5	-22,71	50	59,15
6	-26,43	51	24,26
7	-29,43	52	13,01
8	-32,38	53	10,09
9	-34,46	54	12,07
10	2,47	55	16,62
11	- 0,5	56	20,57
12	- 3,34	57	26,18
13	- 4,83	58	31,6
14	- 0,19	59	37,07
15	9,52	60	42,72
16	20,22	61	48,28
17	28,81	62	54,52
18	37,08	63	58,99
19	45,19	64	60,35
20	52,94	65	59,31
21	60,76	66	37,43
22	61,82	67	36,15
23	67,82	68	55,95
24	69,74	69	53,69
25	63,01	70	51,38
26	49,53	71	48,57
27	43,37	72	46,01
28	8,02	73	43,54
29	3,73	74	41,03
30	- 0,25	75	37,87
31	- 2,84	76	34,74
32	- 5,04	77	31,96
33	- 0,97	78	28,52
34	- 1,95	79	25,65
35	-30,54	80	22,75
36	-32,49	81	19,57
37	-35,51	82	16,35
38	-29,62	83	13,3
39	-15,73	84	10,05
40	- 0,57	85	6,96
41	8,79	86	3,87
42	25,5	87	0,65
43	41,98	88	- 2,51
44	58,45	89	- 5,55

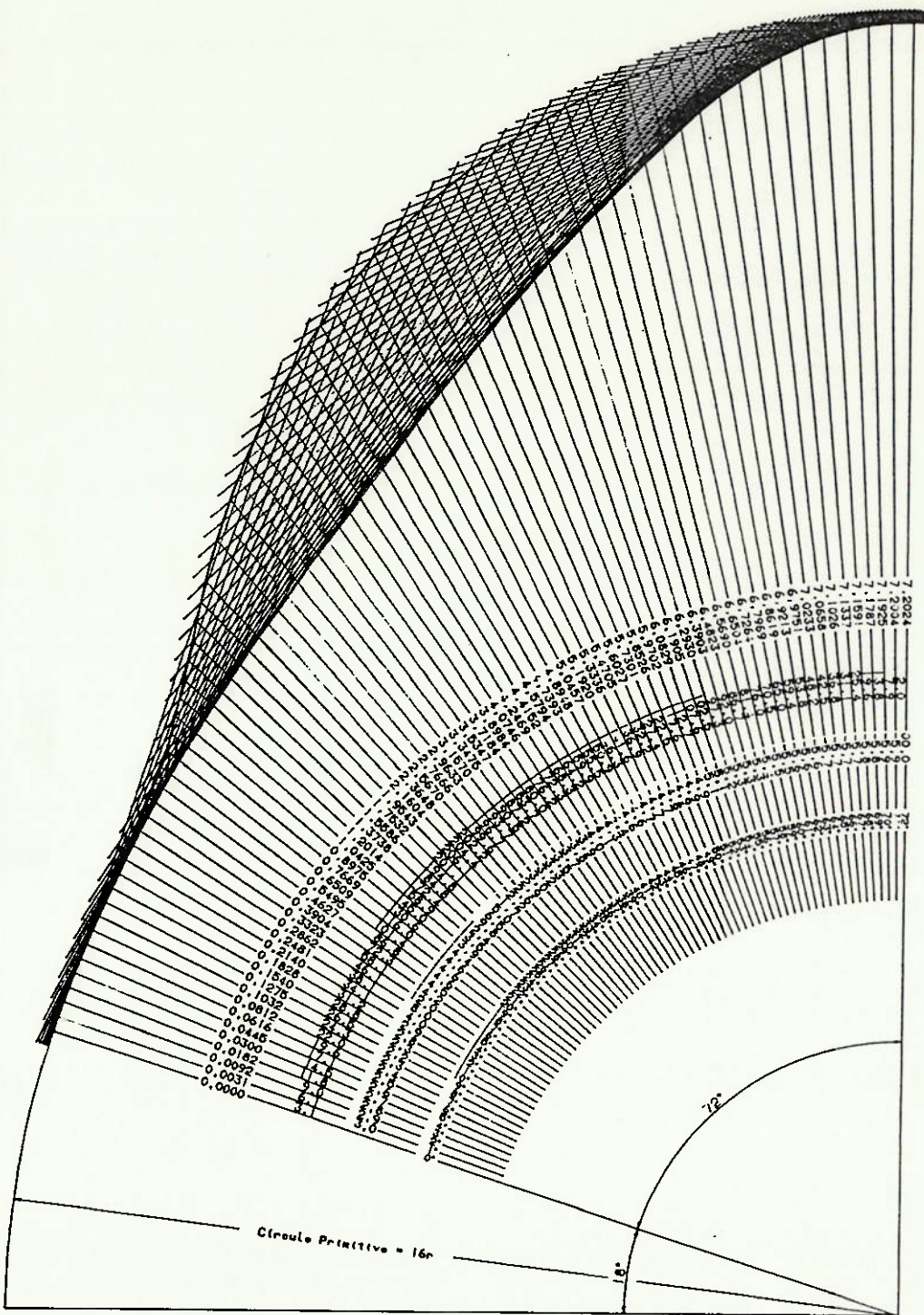
Nota: para $90 < \theta < 179$, $180 < \theta < 269$, $270 < \theta < 359$

os valores do momento se repetem com
forme a tabela acima:

$$M(\theta) = M(\theta+90) = M(\theta+180) = M(\theta+270)$$

COMPARAÇÃO ENTRE MOVIMENTO TEÓRICO E REAL DA
VÁLVULA DE ESCAPAMENTO (n=2600rpm)

θ (graus)	movimento teórico (rígido)			movimento real (elástico)		
	desloc.(y) (mm)	veloc.(ȳ) (m/s)	aceler.(ÿ) (m/s ²)	desloc.(y) (mm)	veloc.(ȳ) (m/s)	aceler.(ÿ) (m/s ²)
0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0
10	0	323,50	54,76	0	0	0
11	0,0742	351,00	219,02	0	154,44	2409,26
12	0,1210	382,00	264,65	0,0396	366,21	894,35
13	0,1721	422,37	365,04	0,0939	418,86	-73,01
14	0,2293	492,57	730,08	0,1470	458,64	693,57
15	0,2984	609,57	1095,12	0,2115	588,17	1295,89
16	0,3856	762,84	1295,89	0,2973	767,13	1527,08
17	0,4940	930,73	1323,27	0,4082	949,65	1320,23
18	0,6242	1100,97	1332,40	0,5408	1118,91	1320,23
19	0,7763	1271,79	1332,40	0,6951	1287,78	1314,14
20	0,9503	1442,61	1332,40	0,8710	1457,43	1332,40
21	1,1452	1612,26	1314,14	1,0688	1629,03	1344,56
22	1,3637	1777,81	1286,51	1,2887	1794,39	1235,05
23	1,6021	1938,10	1232,01	1,5289	1958,19	1320,23
24	1,8607	2089,62	1131,62	1,7908	2127,06	1314,14
25	2,1379	2219,49	894,35	2,0743	2274,09	979,52
26	2,4298	2314,84	593,19	2,3739	2358,72	340,70
27	2,7314	2392,12	455,30	2,6791	2454,27	1149,88
28	3,0406	2401,42	-155,14	3,0032	2464,02	-997,77
29	3,3472	2378,61	-200,77	3,3109	2386,02	-219,02
30	3,6505	2350,53	-237,28	3,6150	2355,60	-255,53
31	3,9499	2318,35	-264,65	3,9149	2320,11	-298,12
32	4,2449	2283,84	-273,78	4,2099	2284,62	-255,53
33	4,5355	2247,57	-292,03	4,5007	2247,69	-316,37
34	4,8212	2209,54	-301,16	4,7863	2209,35	-285,95
35	5,1020	2169,76	-319,41	5,0672	2170,35	-322,45
36	5,3776	2127,64	-337,66	5,3428	2127,06	-352,87
37	5,6476	2083,77	-346,79	5,6126	2081,82	-352,87
38	5,9119	2038,72	-355,91	5,8766	2036,58	-352,87
39	6,1703	1992,51	-365,04	6,1348	1990,17	-371,12
40	6,4228	1945,12	-374,17	6,3869	1953,90	-394,69
41	6,6691	1888,96	-374,17	6,6358	1895,01	-423,99
42	6,9071	1825,78	-483,68	6,8728	1819,35	-456,30
43	7,1372	1763,77	-483,68	7,1023	1758,12	-498,89
44	7,3594	1702,35	-474,55	7,3236	1696,89	-456,30
45	7,5737	1641,51	-474,55	7,5374	1637,22	-474,55
46	7,7803	1580,67	-474,55	7,7434	1576,38	-474,55
47	7,9790	1519,83	-474,55	7,9416	1514,76	-486,72
48	8,17	1459,57	-465,42	8,1318	1454,7	-450,21
49	8,3533	1399,90	-465,42	8,3146	1396,2	-462,39
50	8,5289	1340,23	-465,42	8,4898	1335,75	-430,63
51	8,6969	1281,15	-456,30	8,6571	1276,47	-444,33
52	8,8574	1222,65	-456,30	8,8171	1219,14	-450,22
53	9,0104	1164,15	-456,30	8,9697	1156,74	-523,22
54	9,1559	1108,57	-410,67	9,1137	1101,36	-340,70
55	9,2947	1055,92	-410,67	9,2521	1053,00	-413,71
56	9,4267	1003,27	-410,67	9,3837	1000,35	-407,63
57	9,5519	950,62	-410,67	9,5086	948,09	-407,63
58	9,6704	897,97	-410,67	9,6268	895,05	-419,79
59	9,7822	845,21	-401,54	9,7381	842,73	-395,46
60	9,8873	792,43	-401,54	9,8429	792,09	-395,46
61	9,9859	742,95	-401,54	9,9412	741,90	-401,54
62	10,0778	691,47	-401,54	10,0329	692,74	-413,71
63	10,1632	640,97	-392,42	10,1178	638,04	-377,21
64	10,2421	590,26	-392,42	10,1965	588,51	-395,46
65	10,3145	539,95	-392,42	10,2687	537,42	-401,54
66	10,3805	490,23	-383,29	10,3343	488,28	-355,04
67	10,4402	441,09	-383,29	10,3939	439,92	-389,39
68	10,4936	391,95	-383,29	10,4471	390,78	-377,21
69	10,5407	342,81	-383,29	10,4941	342,03	-383,29
70	10,5815	293,67	-383,29	10,5348	292,89	-383,29
71	10,6160	244,53	-393,29	10,5692	242,97	-395,46
72	10,6442	195,97	-371,17	10,5971	194,61	-358,96
73	10,6663	147,00	-371,17	10,6191	147,42	-377,21
74	10,6822	100,03	-374,17	10,6349	99,94	-365,04
75	10,6919	52,06	-374,17	10,6447	52,11	-295,95
76	10,6955	0	-438,05	10,6492	0	-620,57



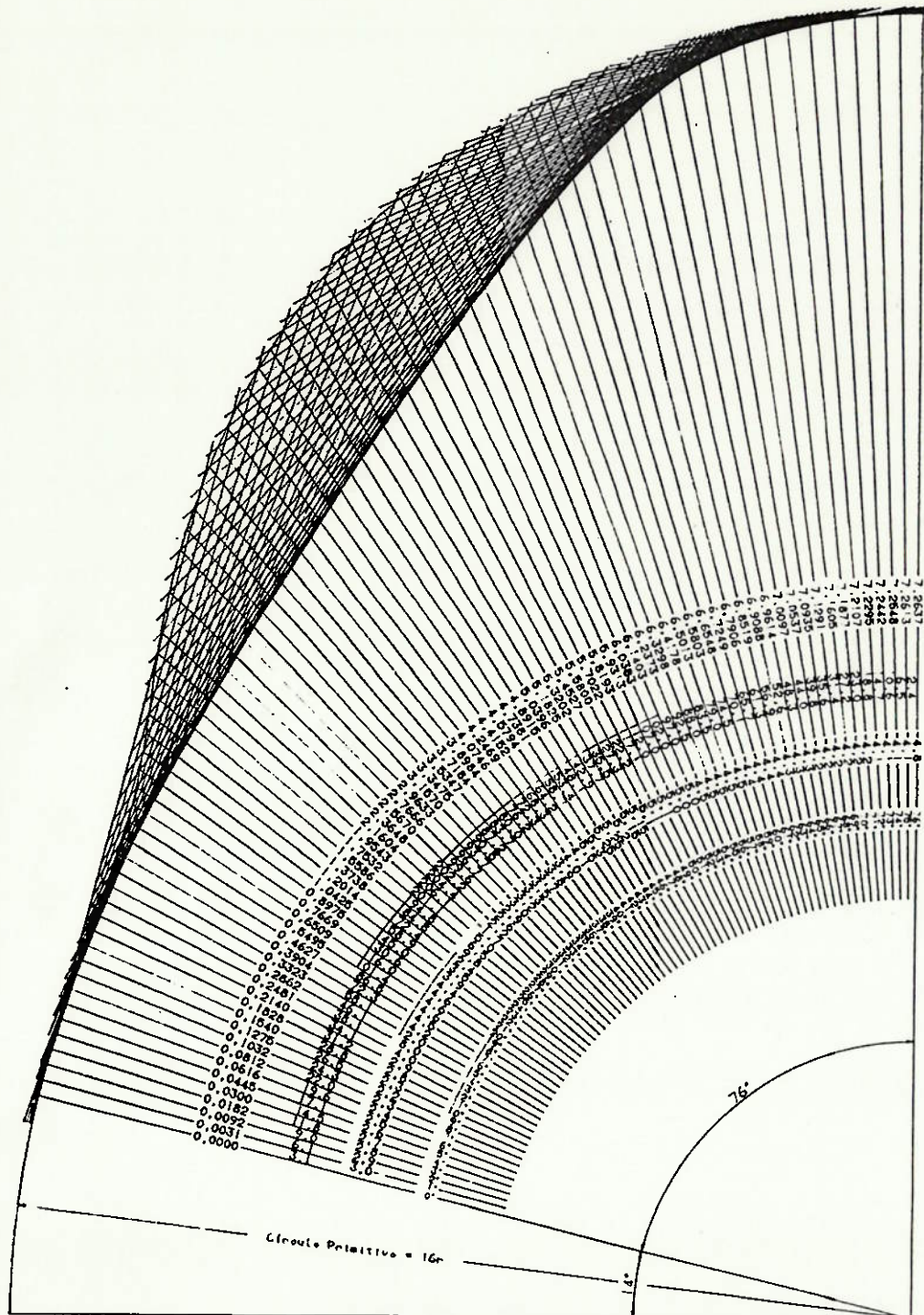
- ▶ Levantamento (as)
- ▶ Velocidade $\Delta\omega$ (μ /grau)
- ▶ Aceleração (μ /grau²)
- ▶ Grau de Camo

Círculo Primitivo = 16r

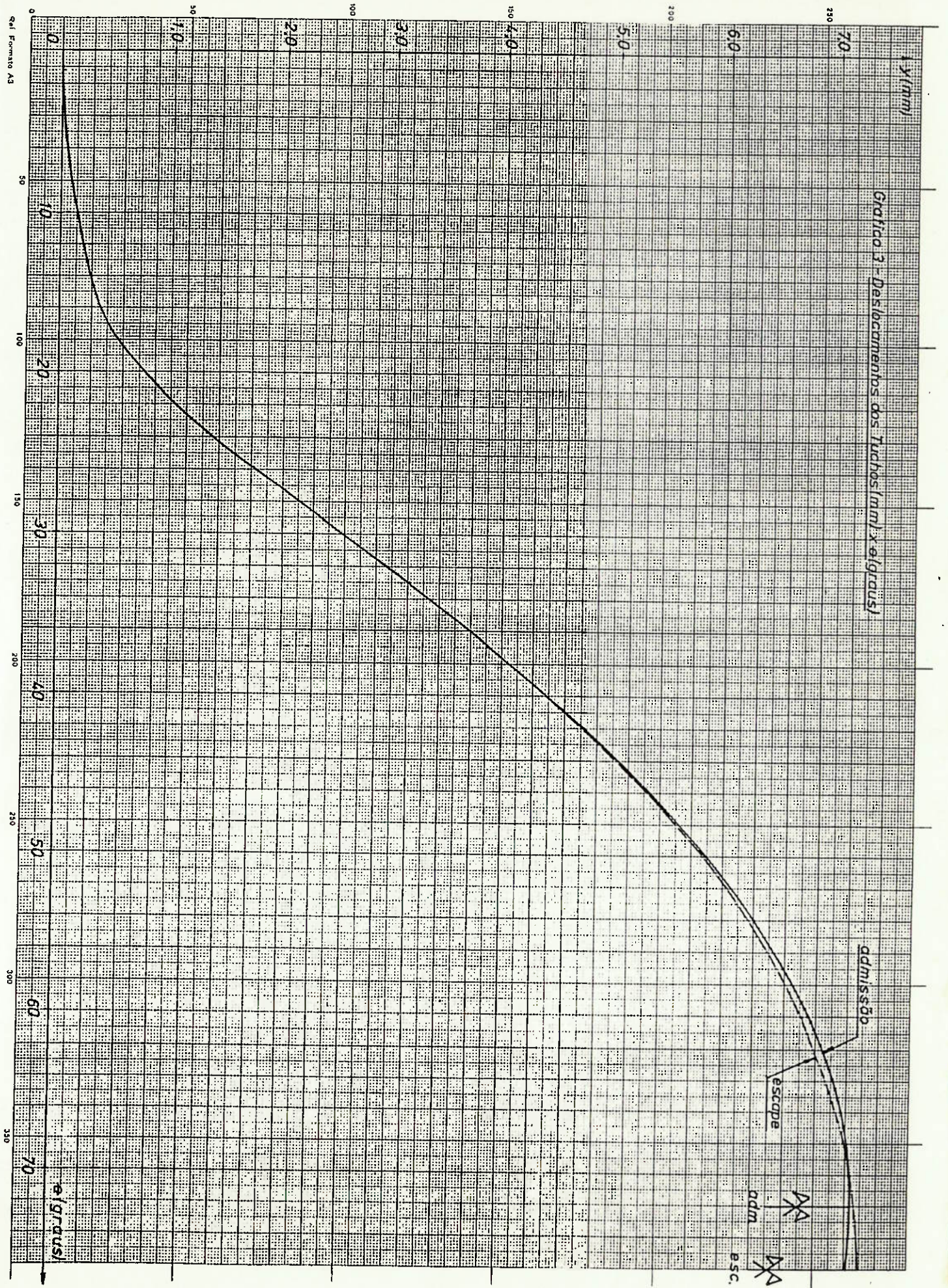
72°

16r

Gráfico 02 - Levantamento do Tucho e Perfil do Camo / Escape



- Levantamento (mm)
- Velocidade Δs (μ /grau)
- Aceleração (μ /grau²)
- Graus do Case

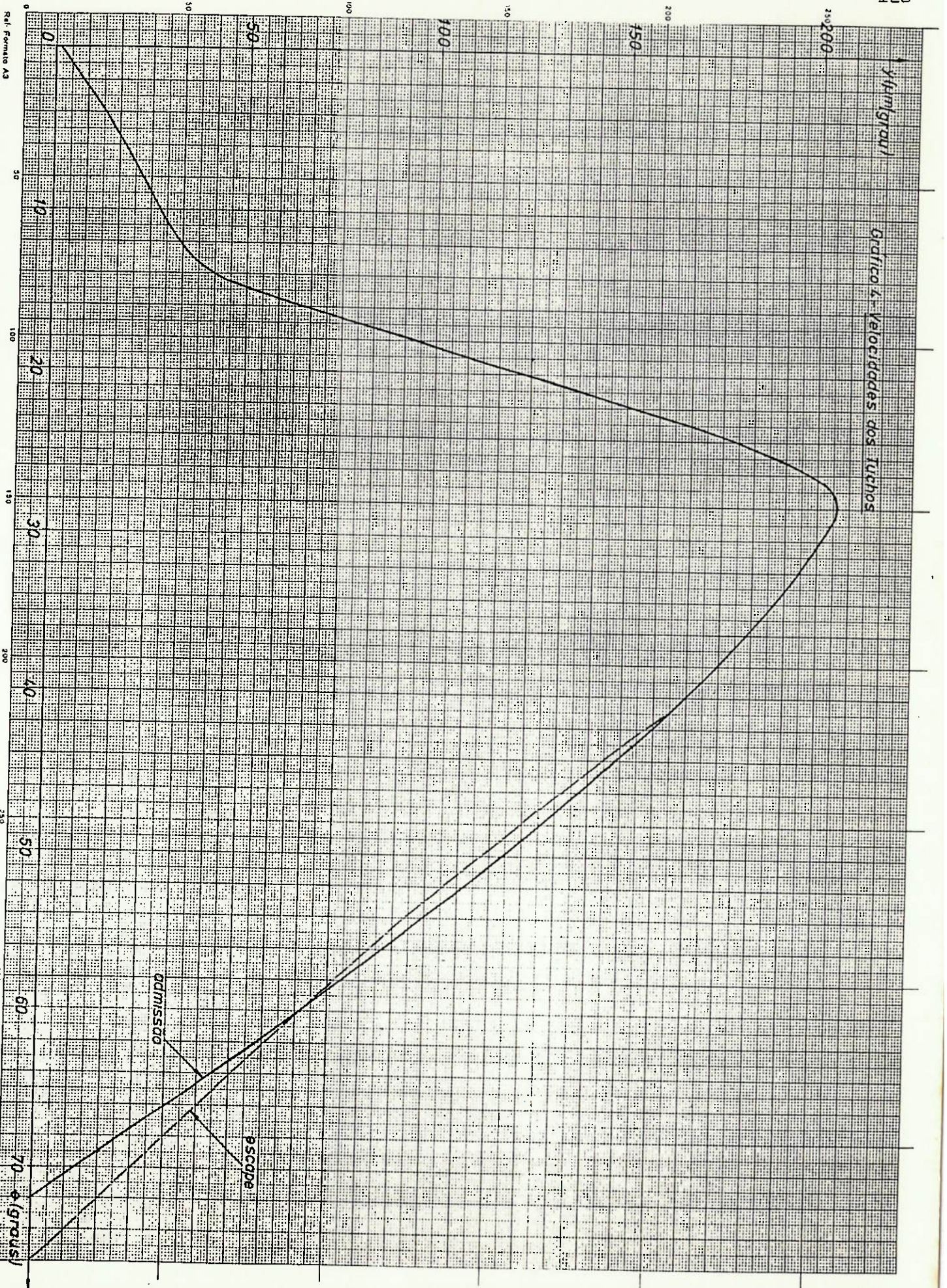


Gráfica 3 - Deslocamentos dos Tuchos (mm) x α (graus)

Q41 Formado A3

y (mm)
 α (graus)

admissão
escape
adm
esc.



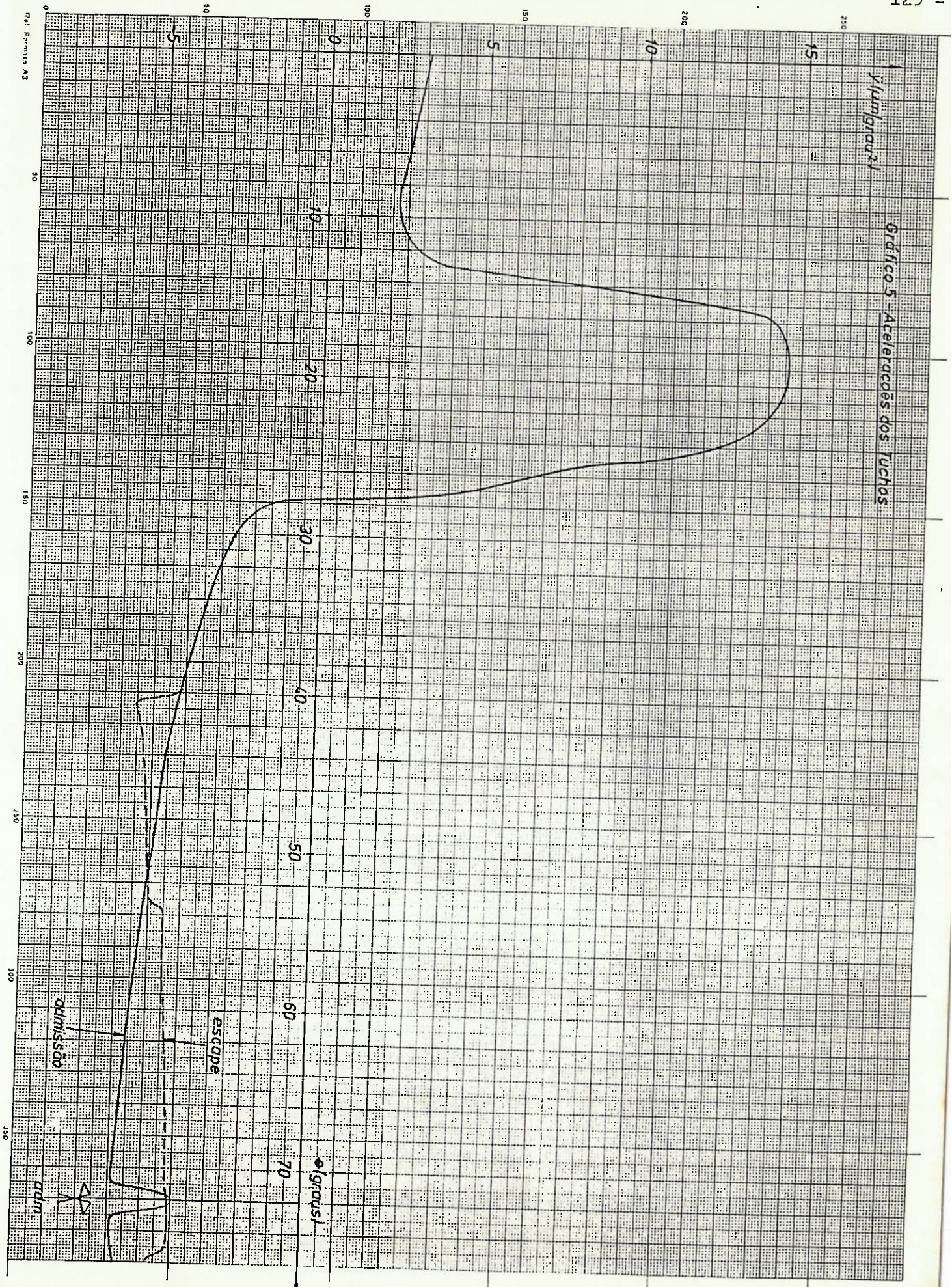
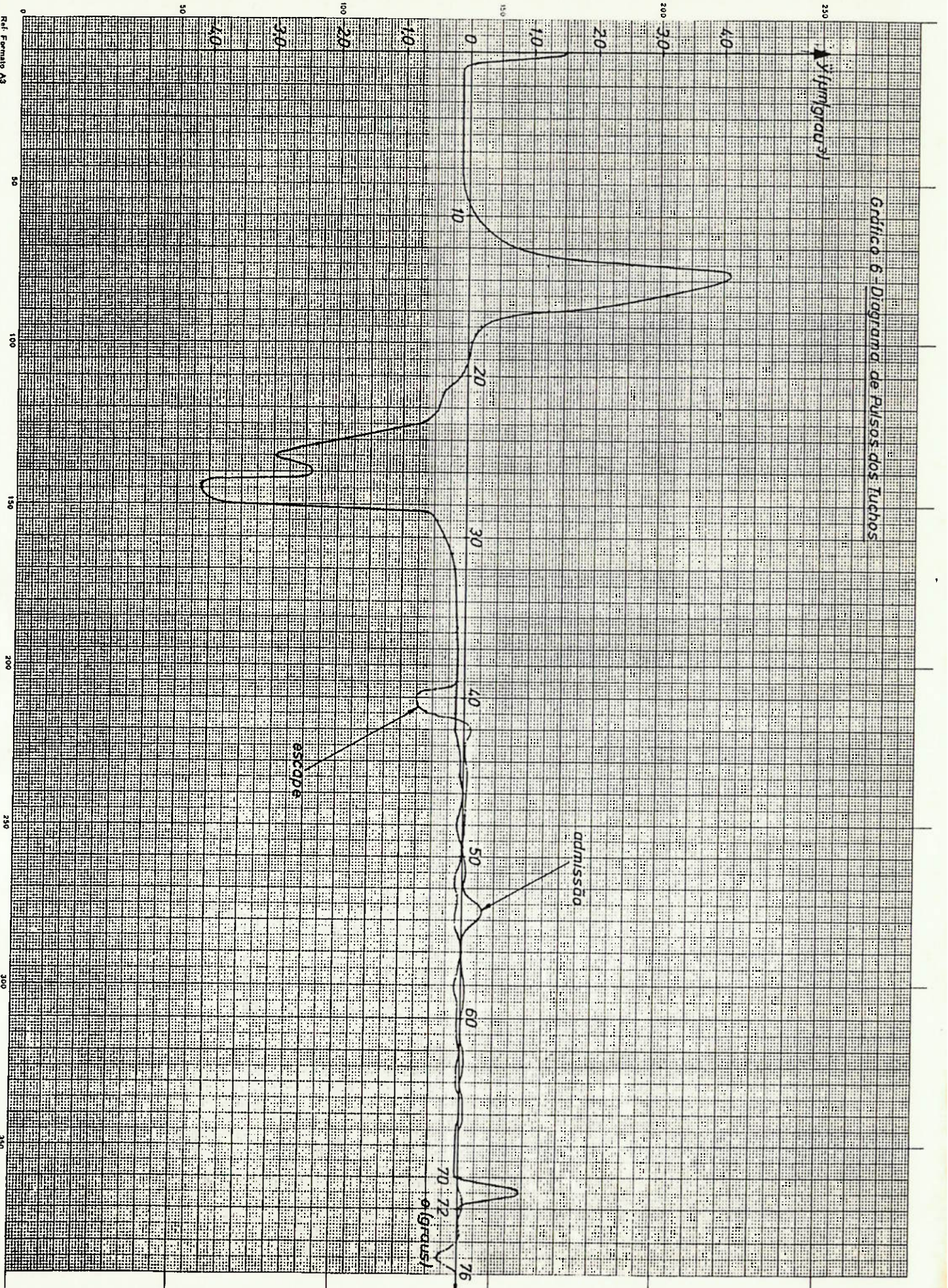
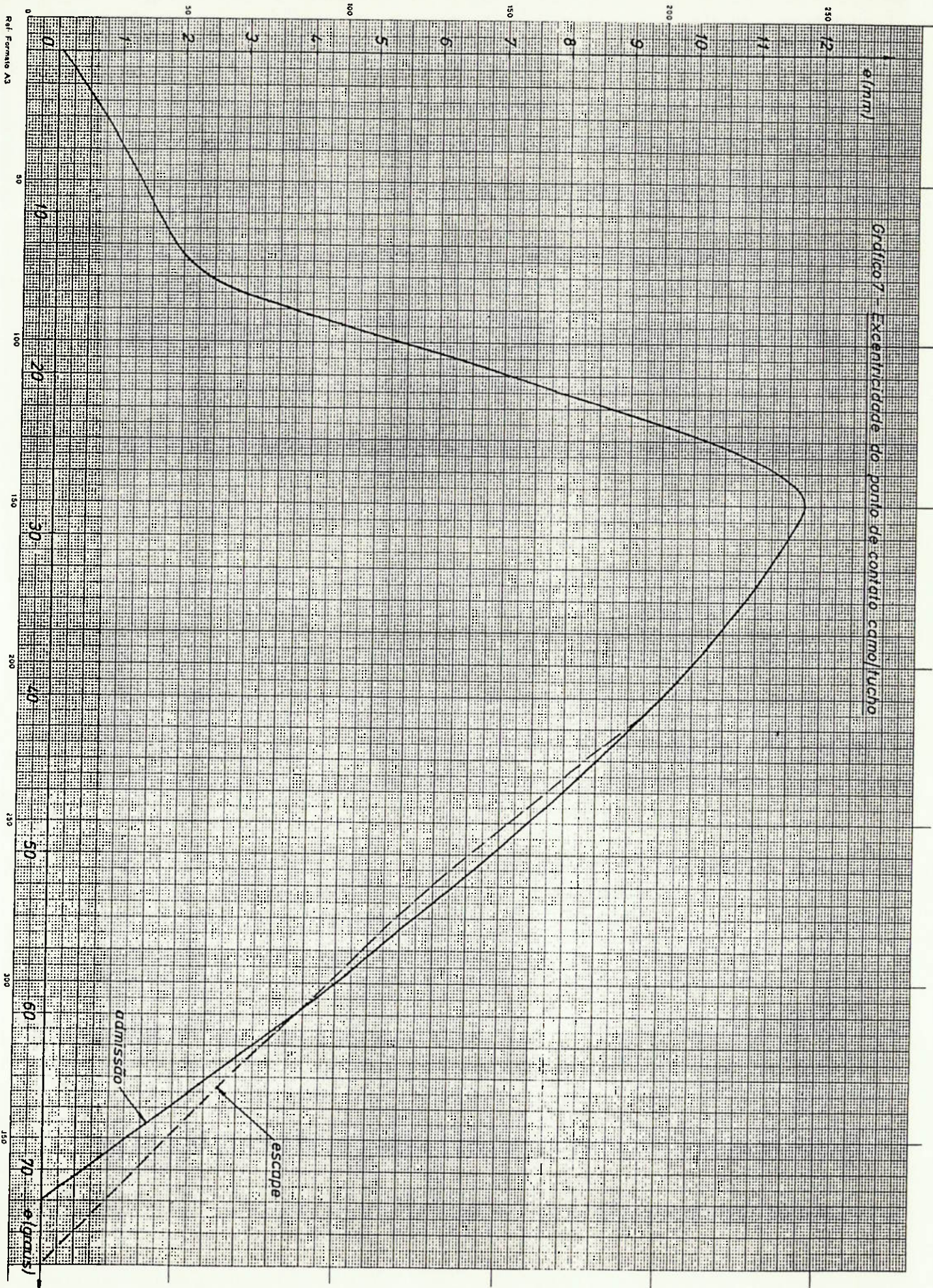


Gráfico 6 - Diagrama de Pulsos dos Tuchos





Ref. Fennel A3

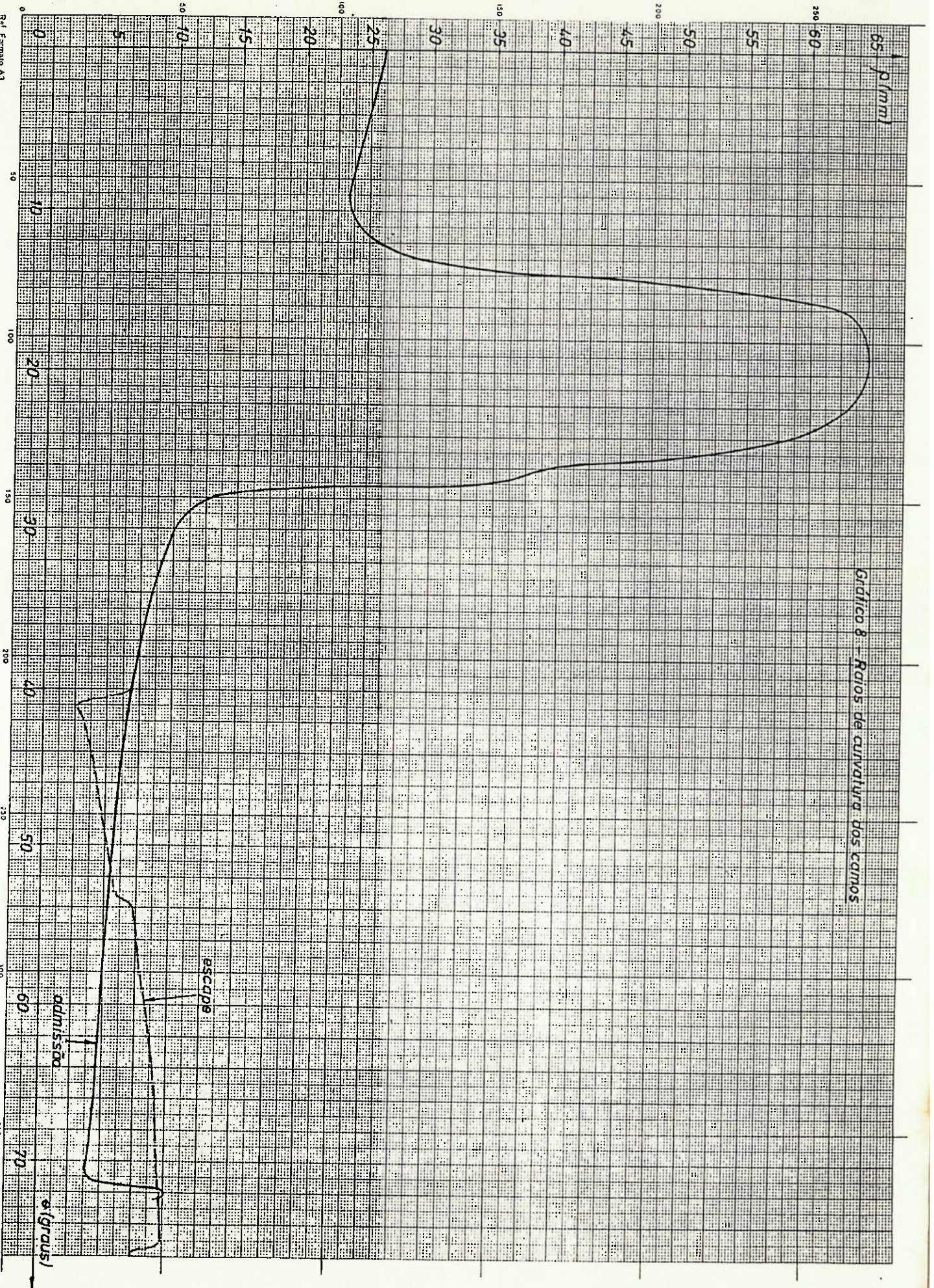


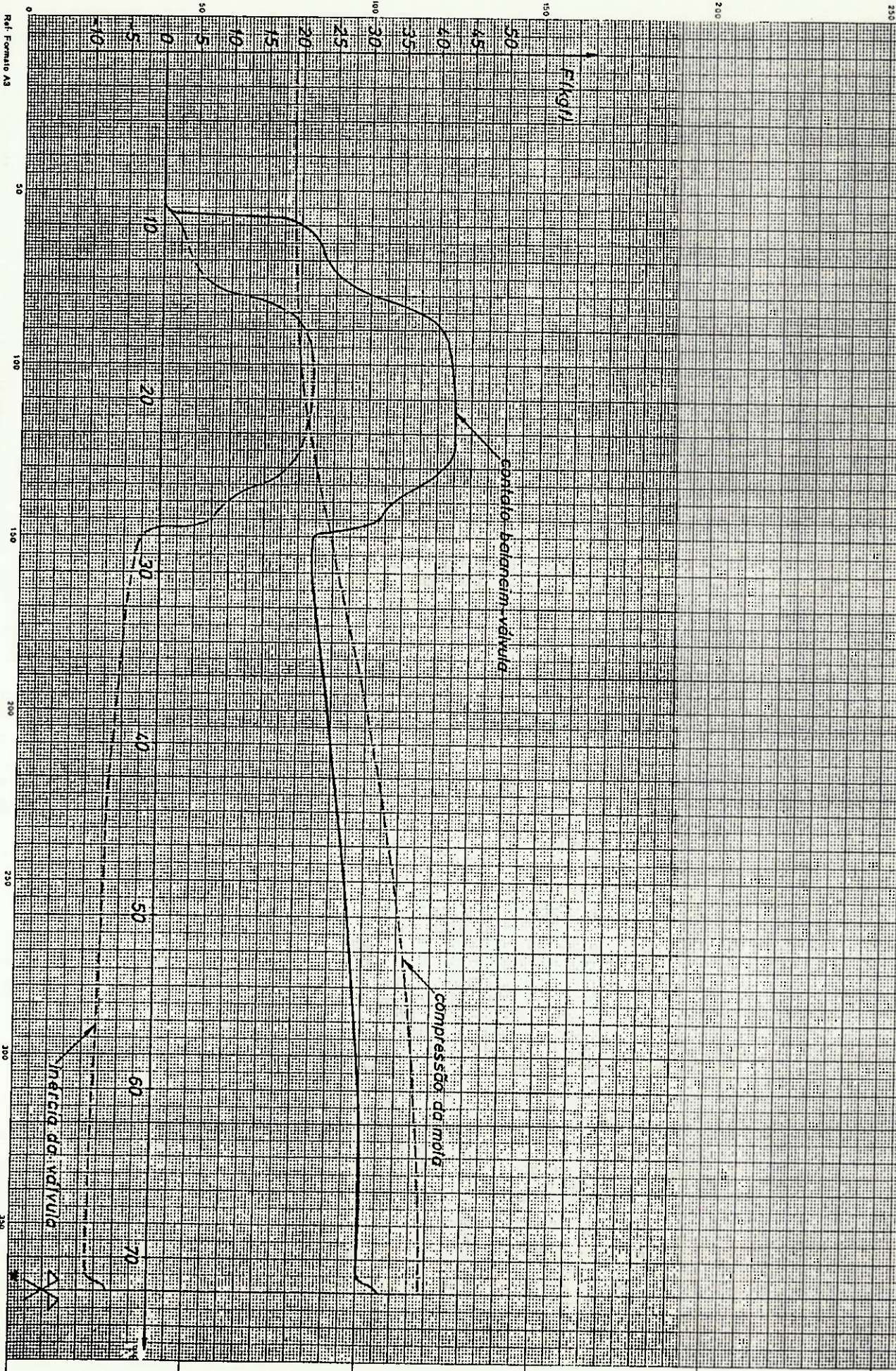
Gráfico 8 - Raios de curvatura dos campos

Raf. Formado A3

Proj. de M. Romão

Gráfico 9 - Forças que agem sobre a válvula de admissão (kgf)

Motor - 2600 rpm



Ref. Formas A3

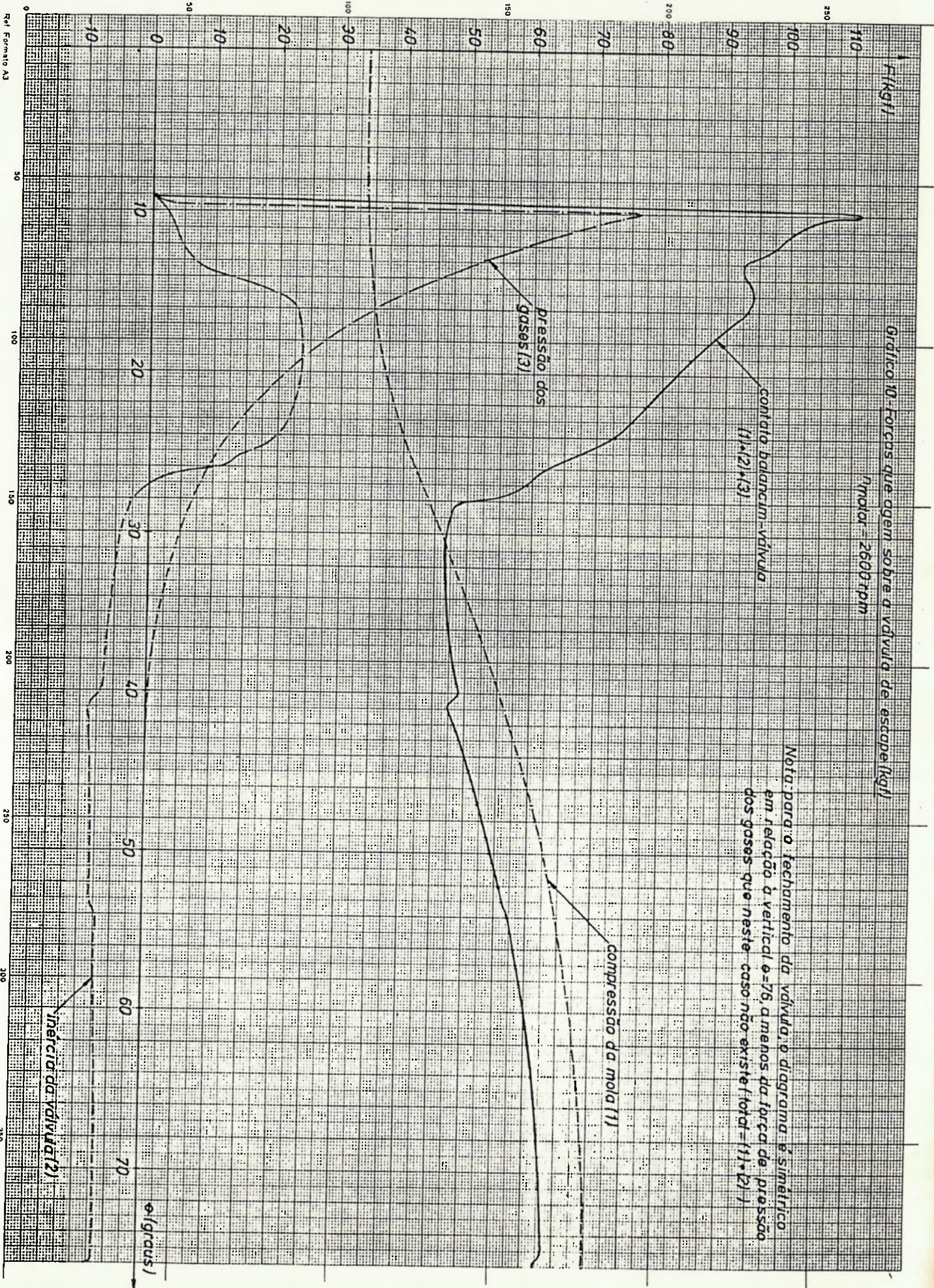
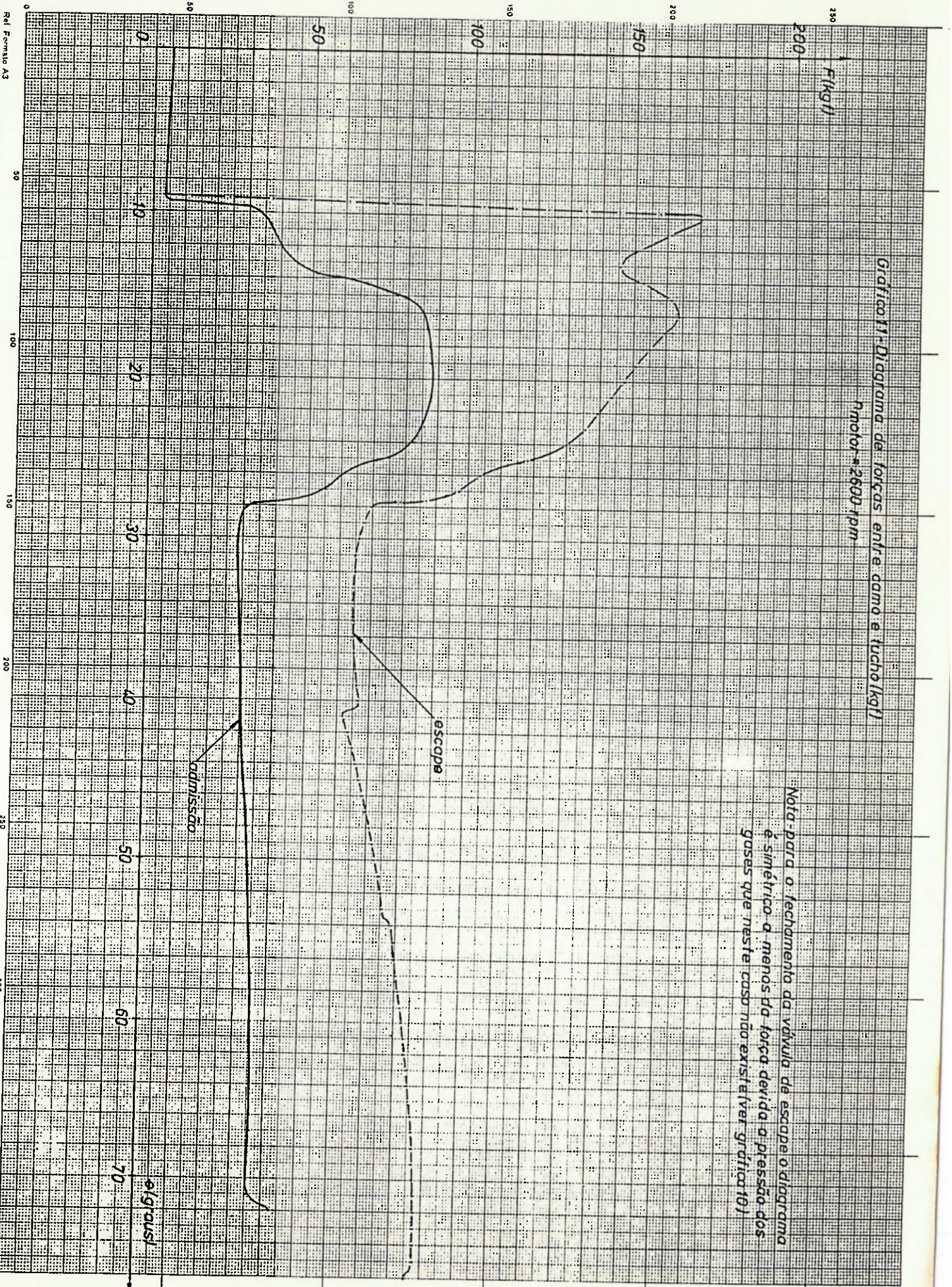


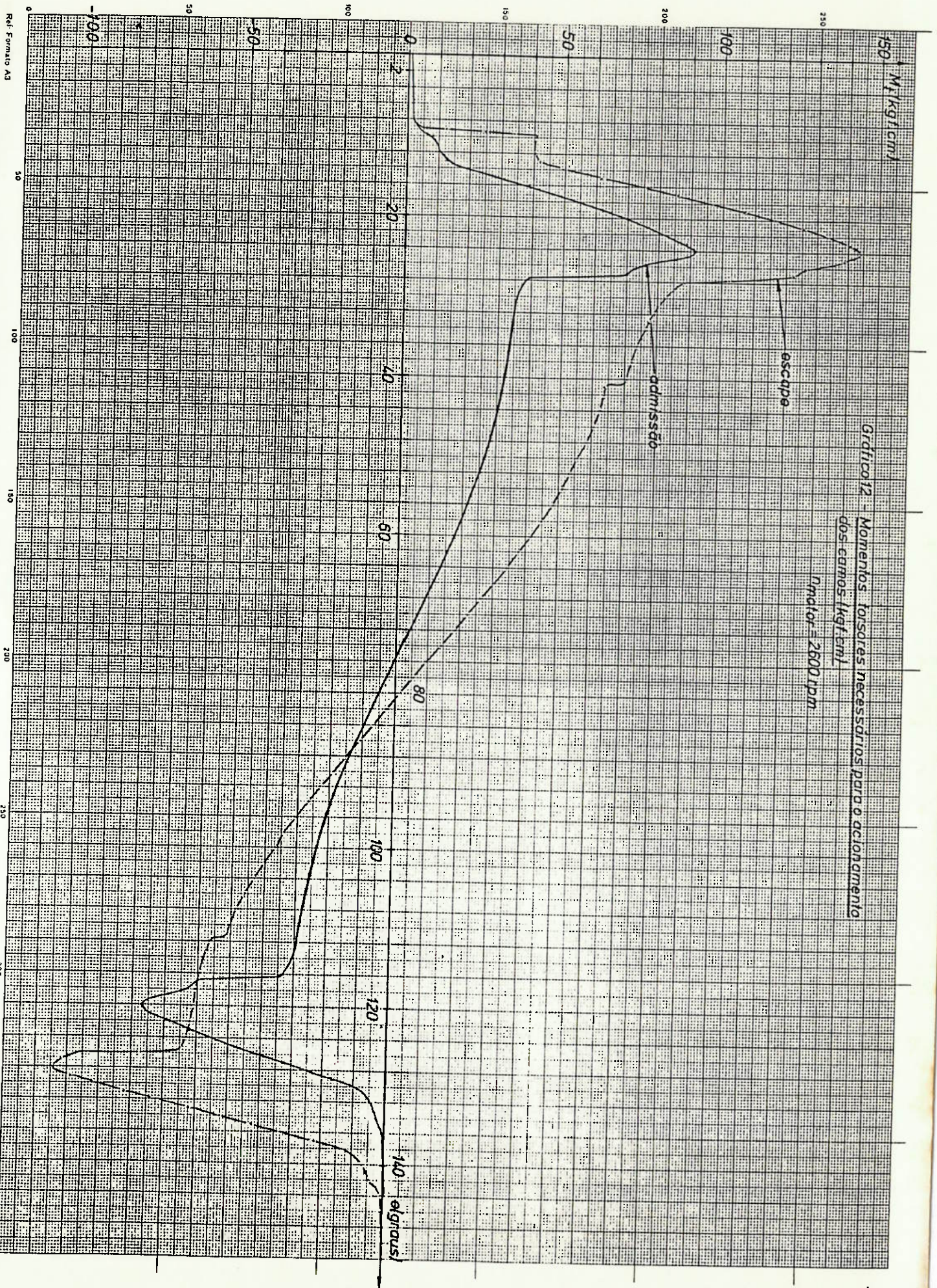
Gráfico 10 - Forças que agem sobre a válvula de escape (kgf)
MOTOR = 2600 rpm

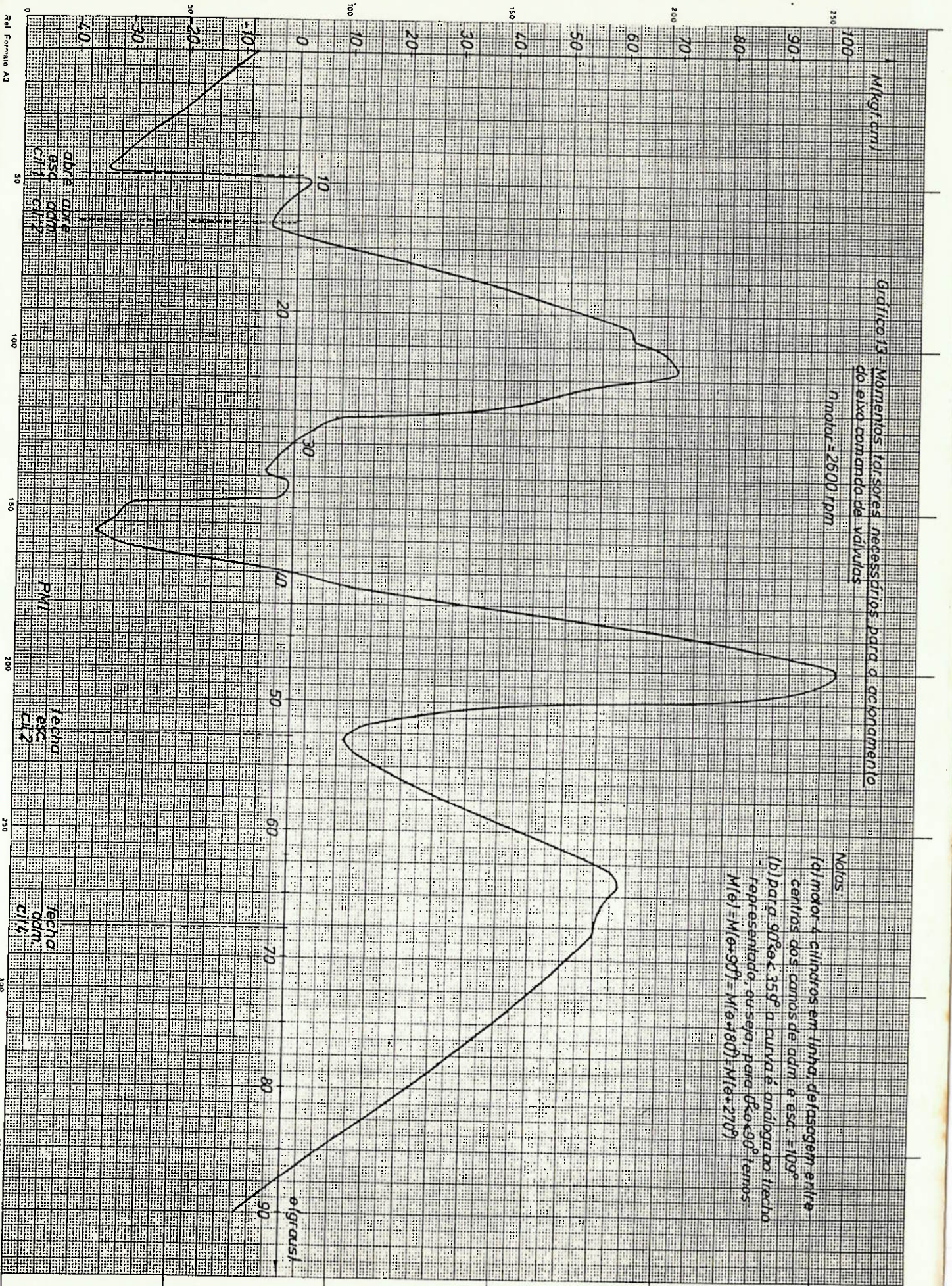
Nota: para o fechamento da válvula o diagrama é simétrico em relação à vertical $\phi = 76$, a menos da força de pressão dos gases que neste caso não existe (total = (1) + (2))

Ref. Formato A3

Data: Terra Ramilho







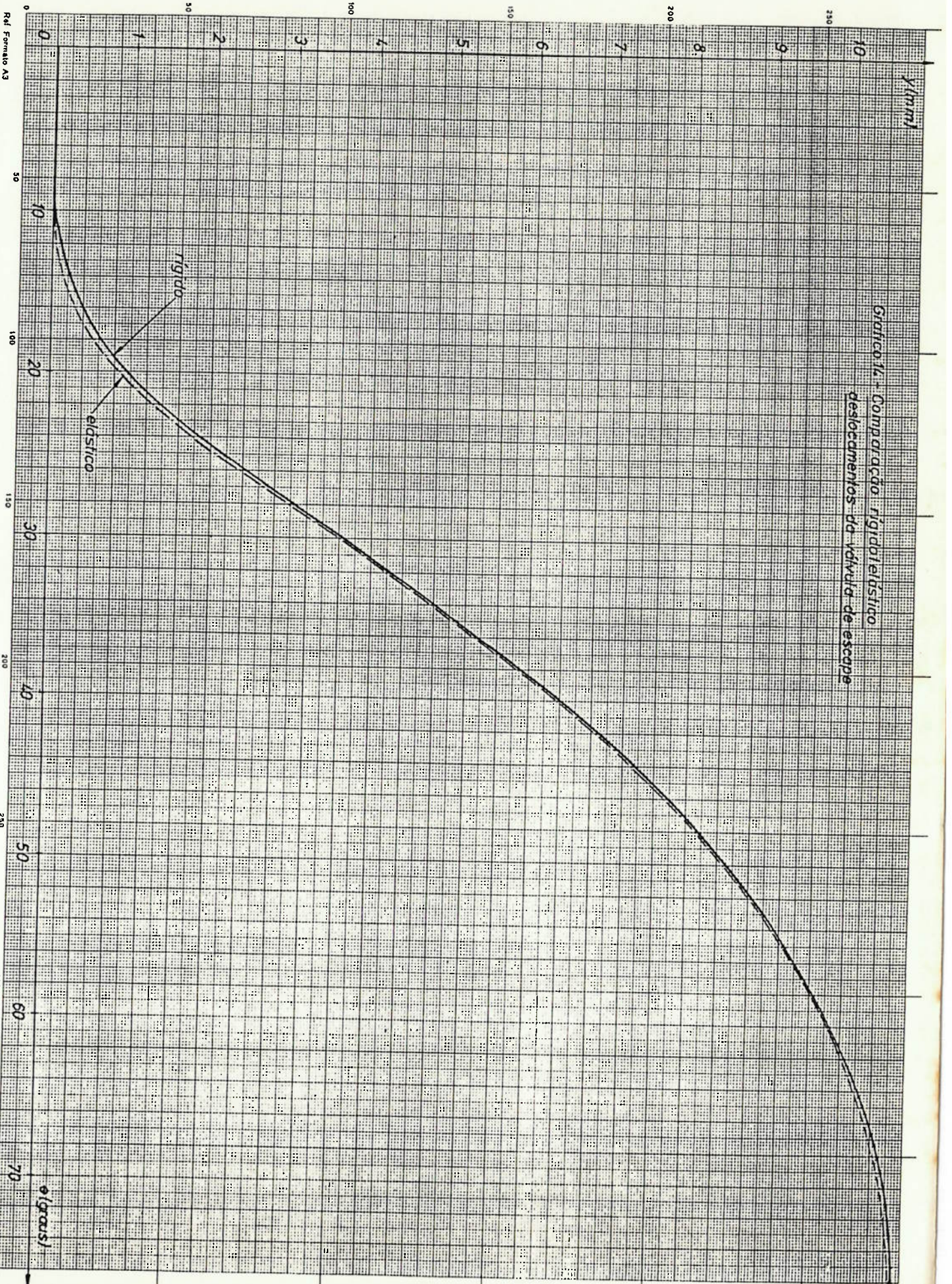


Gráfico 14 - Comparação rígido/elástico deslocamentos da vlvula de escape

Ref. Formulo A3

Órgão Técnico Densitas

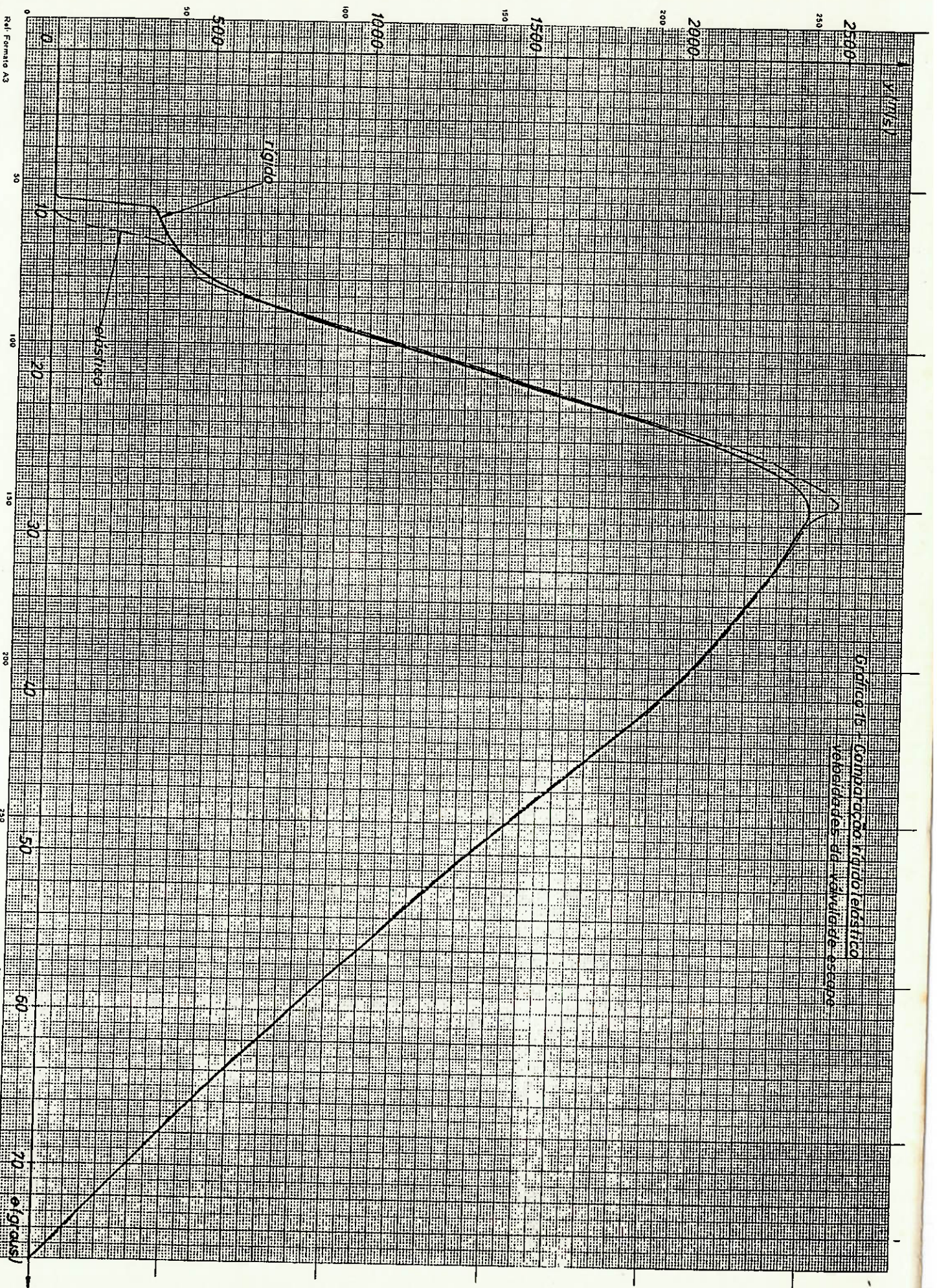


Gráfico 15 - Simulação rígido/elástico
velocidades da cápsula de escape

Ref. Formas A3

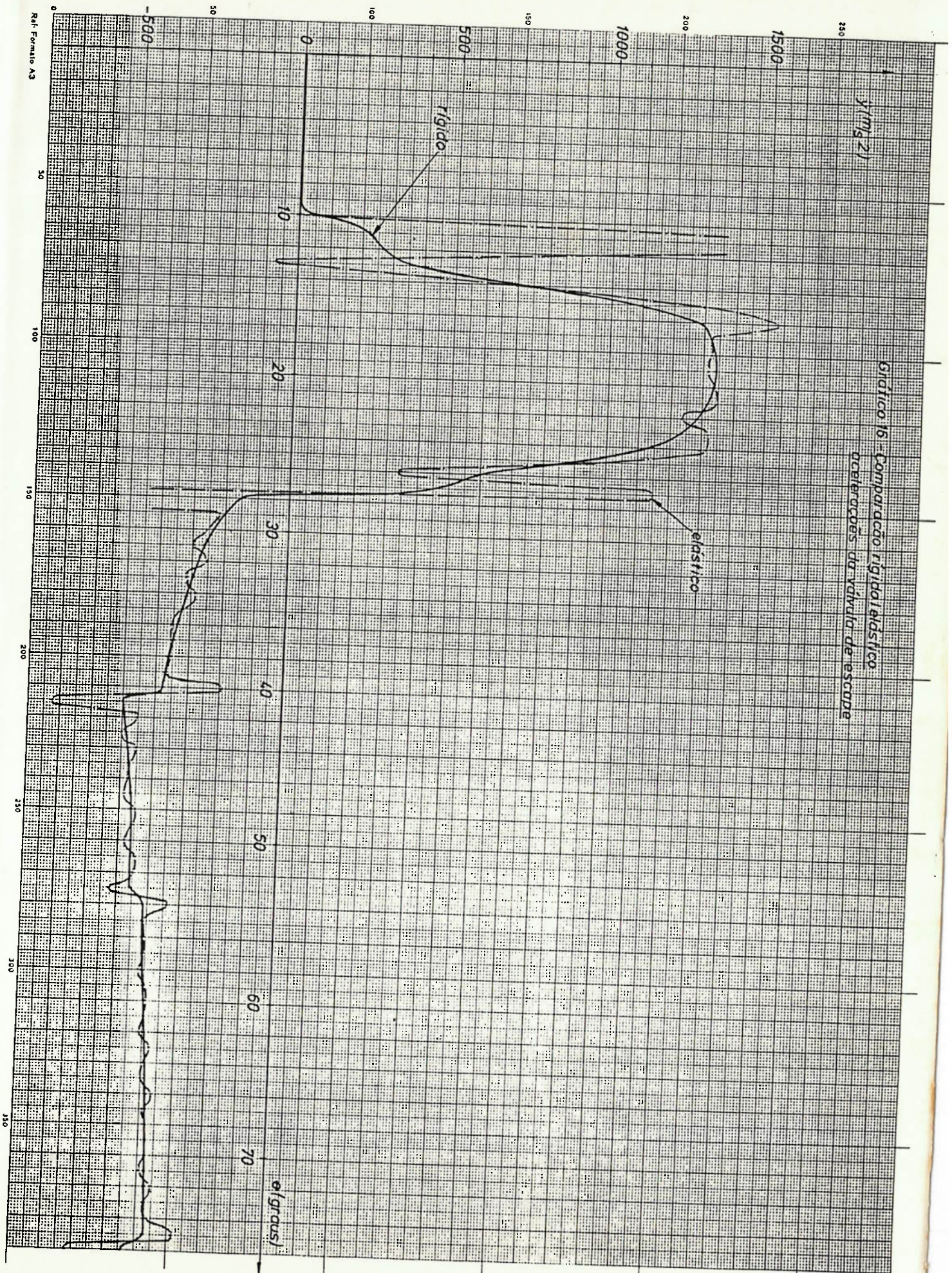


Gráfico 16 - Comparação rígido/elástico
acelerações da válvula de escape

Ref. Formale A3

6.4. Conclusões

Apresentamos agora algumas conclusões sobre o mecanismo estudado e o método de análise:

- 1) Em uma análise deste tipo é aconselhável trabalhar com expressões analíticas ao invés de trabalhar com funções definidas discretamente por pontos. Caso não se dispo- nha de tal função, poderíamos interpolar um polinômio sobre os pontos conhecidos.
- 2) A curva de aceleração do tucho de escapamento apresenta uma diminuição de aceleração em $\theta = 40^\circ$ e posterior au- mento em $\theta = 53^\circ$. Não consegui descobrir uma razão para isto e caso não haja uma razão conhecida para tal, deve- ríamos corrigir este perfil. O mesmo efeito pode ser ' visto em $\theta = 72^\circ$ (admissão) e $\theta = 76^\circ$ (escapamento).
- 3) As molas de retorno, tanto a de admissão como a de esca- pe, parecem apresentar pré-cargas muito elevadas. As ri- gidezes das mesmas estão adequadas, haja vista as fre- quências naturais de oscilação. A função da mola é con- trolar o mecanismo quando da presença de acelerações ne- gativas, pois neste caso o camo não tem condição para tal. Assim, a força da mola deve ser apenas cerca de 15% maior que o módulo da aceleração negativa do ponto con- siderado. Poderia ser feito um teste em um motor com ' pré-cargas menores, para confirmar esta sugestão. Pré - cargas menores implicam em menor desgaste, menor potên-

cia necessária para acionar o mecanismo de comando, etc.

- 4) Apesar da grande rigidez do mecanismo, os efeitos de elasticidade devem ser levados em consideração. A curva de deslocamentos da válvula não sofre grandes alterações porém as curvas de acelerações e velocidades modificam-se bastante. Pode-se perceber claramente que variações bruscas de acelerações (e conseqüentemente forças de inércia) causam grandes variações de aceleração da válvula, através da energia elasticamente acumulada.

BIBLIOGRAFIA:

- (1) Omar Moore de Madureira
Introdução aos mecanismos de camos - Grêmio Politécnico DLP.
- (2) Instituto Mauá de Tecnologia - Omar Moore de Madureira..
Curso de extensão em motores de combustão interna - válvulas e seus mecanismos.
- (3) Charles Fayette Taylor
Análise dos motores de combustão interna - Edusp.
- (4) Harold H. Rothbart
Cams.
- (5) Fan Y. Chen
Mechanics and Design of Cam Mechanisms - Pergamon Press.
- (6) Pierre Boulanger/Bernard Adam
Motores Diesel - Editora Hemus.
- (7) Robert K. Vierck
Vibration Analysis.
- (8) "Application of Computers in Valve Gear Design"
SAE Technical Progress Series/TPS-5.